

**PENGARUH VARIASI *TWIST RATIO OF TWISTED TAPE* TERHADAP LAJU
PERPINDAHAN KALOR DAN PENURUNAN TEKANAN PADA *CONCENTRIC
TUBE COUNTER FLOW OIL COOLER***

SKRIPSI

Konsentrasi Konversi Energi

Diajukan untuk memenuhi sebagian persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik

UNIVERSITAS BRAWIJAYA



Disusun Oleh :

**RIZKY INDRAGIRI
NIM. 0510620088-62**

KEMENTERIAN PENDIDIKAN NASIONAL

UNIVERSITAS BRAWIJAYA

FAKULTAS TEKNIK

MALANG

2010

LEMBAR PERSETUJUAN

**PENGARUH VARIASI *TWIST RATIO OF TWISTED TAPE* TERHADAP LAJU
PERPINDAHAN KALOR DAN PENURUNAN TEKANAN PADA *CONCENTRIC
TUBE COUNTER FLOW OIL COOLER***

**SKRIPSI
KONSENTRASI KONVERSI ENERGI**

Diajukan untuk memenuhi sebagian persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun Oleh :

**RIZKY INDRAGIRI
NIM. 0510620088-62**

Telah diperiksa dan disetujui oleh :

Dosen Pembimbing I

Ir. I Made Gunadiarta, MT.
NIP. 19461001 197702 1001

Dosen Pembimbing II

Prof. DR.Ir. Rudy Soenoko, M.Eng.,Sc
NIP. 19490911 198403 1 001

LEMBAR PENGESAHAN

PENGARUH VARIASI *TWIST RATIO OF TWISTED TAPE* TERHADAP LAJU
PERPINDAHAN KALOR DAN PENURUNAN TEKANAN PADA *CONCENTRIC
TUBE COUNTER FLOW OIL COOLER*

SKRIPSI

KONSENTRASI TEKNIK KONVERSI ENERGI

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik

Disusun Oleh :

RIZKY INDRAGIRI
NIM. 0510620088-62

Skripsi ini telah diuji dan dinyatakan lulus pada tanggal 04 Maret 2010

Dosen Penguji :

Penguji Skripsi I

Penguji Skripsi II

Ir. Marsoedi Wirohardjo, MMT
NIP. 19450307 197603 1 001

Dr.Eng. Nurkholis Hamidi, ST, M.Eng.
NIP. 19740121 199903 1 001

Penguji Komprehensif

Ir. Imam Zaky, MT.
NIP. 19450918 197702 1 001

Mengetahui :

Ketua Jurusan Teknik Mesin

Dr. Slamet Wahyudi, ST, MT
NIP. 19720903 199702 1 001

KATA PENGANTAR

Alhamdulillahirobbil'alamin atas segala limpahan rahmat dan hidayah-Nya sehingga skripsi saya yang berjudul: “Pengaruh Variasi *Twist Ratio* of *Twisted Tape* Terhadap Laju Perpindahan Kalor dan Penurunan Tekanan Pada *Concentric Tube Counter Flow Oil Cooler*” dapat terselesaikan dengan baik.

Pada kesempatan ini Saya ingin mengucapkan terima kasih kepada semua pihak yang telah membantu diselesaikannya skripsi ini :

1. Bapak Dr. H. Slamet Wahyudi, ST., MT., selaku Ketua Jurusan Mesin, Universitas Brawijaya Malang.
2. Bapak Anindito, ST., MT., Dr.Eng. selaku Sekretaris Jurusan Mesin, Universitas Brawijaya Malang.
3. Bapak Ir. I Made Gunadiarta, MT, selaku Ketua Kelompok Konsentrasi Teknik Konversi Energi, Jurusan Mesin, Universitas Brawijaya dan selaku Dosen Pembimbing satu yang telah banyak memberikan bimbingan, masukan, dan saran dalam menyusun skripsi ini.
4. Bapak Prof. Dr.Ir.Rudy Soenoko, M.Eng.Sc., selaku Dosen Pembimbing dua yang juga memberikan bimbingan, masukan, dan saran dalam menyusun skripsi ini.
5. Ibu dan Ayah atas doa-doanya serta dukungan dan motivasinya selama ini, sehingga segala kesulitan-kesulitan yang terjadi dapat Saya lalui dengan ketekunan dan kesabaran.
6. Bapak Ir. Djoko Sutikno, M.Eng selaku Kepala Laboratorium Mesin-Mesin Fluida & teman-teman asisten selama di Laboratorium Mesin-Mesin Fluida
7. Seluruh Mahasiswa Mesin Universitas Brawijaya, khususnya Mahasiswa Mesin 2004, teman-teman UAKI, serta pihak-pihak lain yang tidak bisa Saya sebutkan satu per satu.

Saya menyadari bahwa skripsi ini masih jauh dari sempurna, untuk itu sangat mengharapkan kritik dan saran yang bersifat membangun dari semua pihak demi kesempurnaan skripsi ini. Akhir kata semoga skripsi ini dapat bermanfaat bagi kita semua.

Malang, Februari 2010

Penyusun

DAFTAR ISI

Kata Pengantar	i
Daftar Isi	ii
Daftar Tabel	v
Daftar Gambar	vi
Daftar Simbol	vii
Daftar Lampiran	viii
Ringkasan	ix
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Batasan Masalah.....	2
1.4 Tujuan Penelitian.....	3
1.5 Manfaat Penelitian.....	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 Penelitian Sebelumnya.....	4
2.2 Energi Kalor	5
2.3 Perpindahan Kalor	6
2.3.1 Perpindahan Kalor Konduksi.....	6
2.3.2 Perpindahan Kalor Konveksi.....	8
2.4 Analisa Aliran.....	9
2.4.1 Aliran Laminar.....	9
2.4.2 Aliran Turbulen	10
2.5 Aliran Dalam Pipa.....	11
2.5.1 Lapisan Batas	11
2.5.1.1 Lapisan Batas Hidrodinamik.....	11
2.5.1.2 Lapisan Batas <i>Thermal</i>	12
2.5.2 Angka <i>Prandtl</i> (Pr).....	13
2.5.3 Angka <i>Reynold</i> (Re).....	14
2.5.4 Angka <i>Nusselt</i> (Nu)	15
2.6 <i>Oil Cooler</i>	16
2.6.1 <i>Concentric Tube Oil Cooler</i>	16

2.6.2 Counter Flow Oil Cooler	16
2.7 Analisa Pada Heat Exchanger	17
2.7.1 Log Mean Temperature Difference (LMTD)	19
2.7.2 Efektivitas.....	20
2.8 Aliran Vortex.....	21
2.9 Persamaan Bernoulli.....	23
2.9.1 Persamaan Bernoulli untuk Fluida Ideal.....	23
2.9.2 Persamaan Bernoulli untuk Fluida Real.....	23
2.10 Penurunan Tekanan	24
2.10.1 Head Losses.....	24
2.11 Twisted Tape	26
2.12 Hipotesa.....	28

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Metode Penelitian	29
3.2 Tempat dan Waktu Penelitian.....	29
3.3 Variabel Penelitian.....	29
3.4 Alat-alat Penelitian.....	29
3.4.1 Alat Utama.....	29
3.4.2 Peralatan Bantu Pengujian	31
3.5 Prosedur Penelitian.....	33
3.6 Rancangan Penelitian.....	34
3.7 Alur Tahapan Penelitian.....	36

BAB IV DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Analisis Data	37
4.1.1 Data Hasil Pengujian.....	37
4.1.2 Contoh Perhitungan.....	38
4.2 Analisa Grafik dan Pembahasan.....	42
4.2.1 Grafik Hubungan Variasi Debit Oli Terhadap Laju Perpindahan Kalor dengan <i>Twist Ratio of Twisted Tape</i> yang berbeda.....	42
4.2.2 Grafik Hubungan Variasi Debit Oli Terhadap <i>Pressure Drop</i> dengan <i>Twist Ratio of Twisted Tape</i> yang Berbeda.....	44

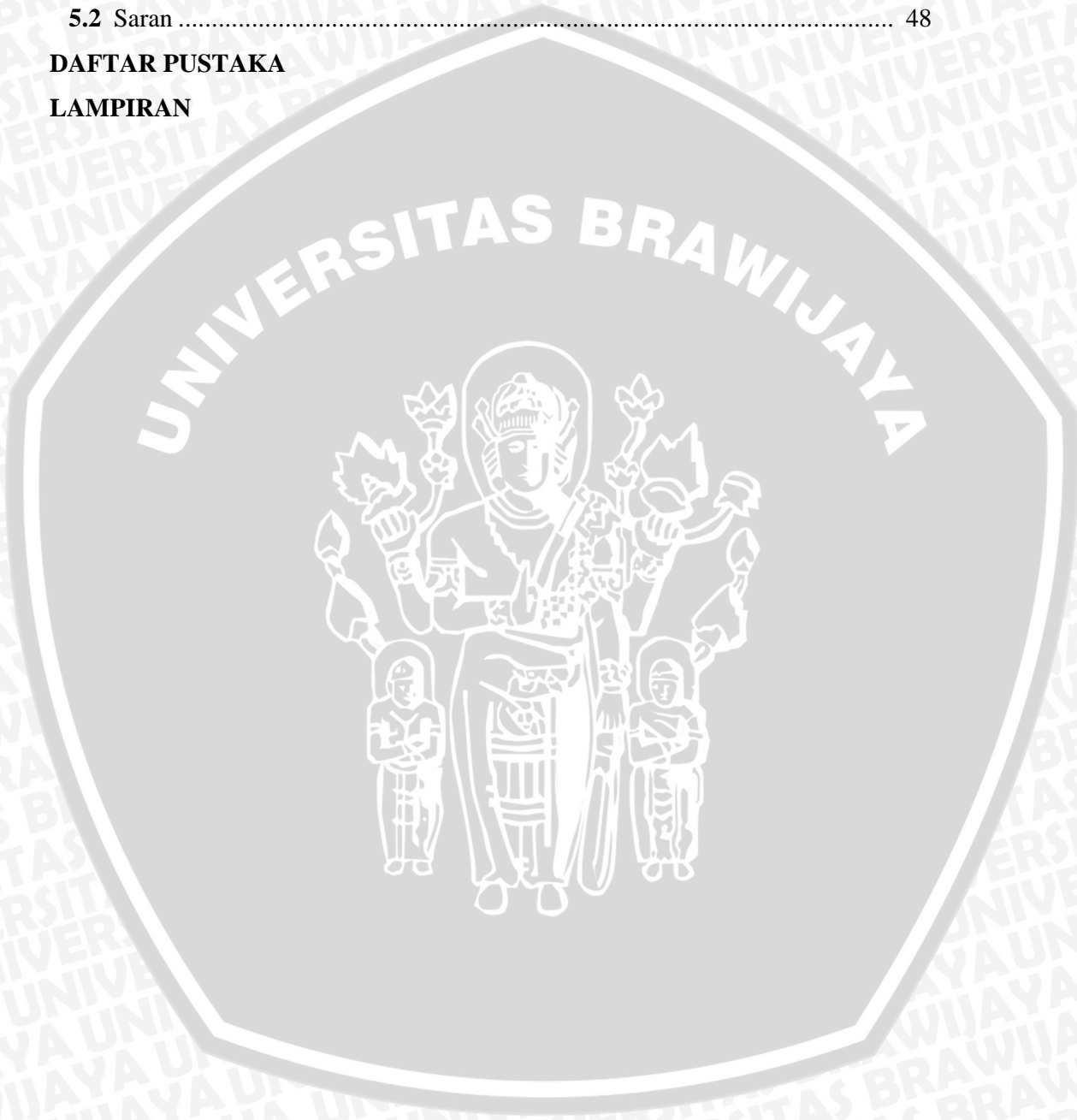
4.2.3 Grafik Hubungan Variasi Debit Oli Terhadap Efektivitas dengan
Twist Ratio of Twisted Tape yang Berbeda.....46

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan..... 48
5.2 Saran 48

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN



DAFTAR TABEL

No. Tabel	Judul Tabel	Halaman
Tabel 3.1	Data beda temperatur T ($^{\circ}\text{C}$)	34
Tabel 3.2	Data beda tekanan (P)	35
Tabel 4.1	Data hasil pengujian tanpa <i>twisted tape</i>	37
Tabel 4.2	Data hasil pengujian dengan pemasangan <i>twisted tape</i> dengan <i>twist ratio</i> 5,65	37
Tabel 4.3	Data hasil pengujian dengan pemasangan <i>twisted tape</i> dengan <i>twist ratio</i> 7,83	38
Tabel 4.4	Data hasil pengujian dengan pemasangan <i>twisted tape</i> dengan <i>twist ratio</i> 10	38



DAFTAR GAMBAR

No. Gambar	Judul Gambar	Halaman
Gambar 2.1	Hubungan <i>Reynold number</i> terhadap Average Heat Transfer	4
Gambar 2.2	Hubungan <i>Reynold number</i> terhadap <i>friction</i>	5
Gambar 2.3	Transfer energi kalor pada sistem dengan <i>control volume</i>	6
Gambar 2.4	Perpindahan panas konduksi dan difusi energi akibat aktivitas molekul	7
Gambar 2.5	Perpindahan kalor konduksi	7
Gambar 2.6	Perpindahan kalor konveksi	9
Gambar 2.7	Aliran laminar	10
Gambar 2.8	Aliran turbulen	10
Gambar 2.9	Lapisan batas <i>hidrodinamik</i>	12
Gambar 2.10	Lapisan batas <i>thermal</i>	13
Gambar 2.11	<i>Concentric tube oil cooler</i>	16
Gambar 2.12	<i>Counter flow heat exchanger</i>	17
Gambar 2.13	Distribusi temperatur pada <i>counter flow heat exchanger</i>	17
Gambar 2.14	Hambatan <i>thermal</i> pada <i>concentric tube heat exchanger</i>	18
Gambar 2.15	Expresi ΔT_1 dan ΔT_2 pada <i>counter flow heat exchanger</i>	20
Gambar 2.16	Geometri <i>Vortex</i> menurut besar bilangan <i>Reynolds</i>	22
Gambar 2.17	<i>Vortex</i> 2 dimensi	22
Gambar 2.18	<i>Tube</i> yang telah dipasang <i>twisted tape</i>	27
Gambar 3.1	Susunan instalasi pengujian	31
Gambar 3.2	Desain <i>twisted tape</i>	31
Gambar 3.3	Diagram alir penelitian	36
Gambar 4.1	Grafik hubungan variasi debit oli terhadap laju perpindahan kalor dengan <i>twist ratio</i> yang berbeda	42
Gambar 4.2	Grafik hubungan variasi debit oli terhadap <i>pressure drop</i> dengan <i>twist ratio</i> yang berbeda	44
Gambar 4.3	Grafik hubungan variasi debit oli terhadap efektivitas dengan <i>twist ratio</i> yang berbeda	46

DAFTAR SIMBOL

Besaran Dasar	Satuan	Simbol
Temperatur	°C	<i>T</i>
Densitas	Kg/m ³	ρ
Laju aliran masa fluida	Kg/s	\dot{m}
Kalor spesifik pada tekanan konstan	J/kg.K	<i>C_p</i>
Koefisien perpindahan panas konveksi	W/ m ² K	<i>h</i>
Konduktivitas thermal	W/ m K	<i>k</i>
Bilangan Prandt	-	<i>Pr</i>
Bilangan Reynolds	-	<i>Re</i>
Bilangan Nusselt	-	<i>Nu</i>
Laju perpindahan panas	W	<i>Q</i>
Koefisien perpindahan panas menyeluruh	Watt/m ² °C	<i>U</i>
Luas permukaan	m ²	<i>A</i>
Diameter hidrolis	m	δ
Viskositas dinamik fluida	kg/m.s	μ
Viskositas kinematik	m ² /s	
Difusivitas termal fluida	m ² /s	
Log mean temperature different	°C	<i>T_{lmtd}</i>
Efektivitas	%	
Panas spesifik fluida	J/kg.°C	<i>c</i>
Jumlah satuan perpindahan kalor	-	<i>NTU</i>
Diameter pipa	m	<i>D</i>
Panjang pipa	m	<i>L</i>
Faktor gesekan	-	<i>f</i>
Pressure drop	N/m ²	<i>P</i>
Volume alir fluida	m ³ /s	\dot{V}
Kecepatan rata-rata fluida	m/s	<i>V_m</i>



DAFTAR LAMPIRAN

No.	Judul
Lampiran 1.	Data pengujian <i>concentric tube counter flow oil cooler</i> tanpa <i>twisted tape</i>
Lampiran 2.	Data pengujian <i>concentric tube counter flow oil cooler</i> dengan <i>twist ratio</i> 5,65
Lampiran 3.	Data pengujian <i>concentric tube counter flow oil cooler</i> dengan <i>twist ratio</i> 7,83
Lampiran 4.	Data pengujian <i>concentric tube counter flow oil cooler</i> dengan <i>twist ratio</i> 10
Lampiran 5.	Data hasil interpolasi oli
Lampiran 6.	Data hasil interpolasi air
Lampiran 7.	Sifat-sifat air
Lampiran 8.	Variasi <i>twist ratio of twisted tape</i>



RINGKASAN

Rizky Indragiri, 2010, Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Brawijaya; **Pengaruh Variasi *Twist Ratio of Twisted Tape* Terhadap Laju Perpindahan Kalor Dan Penurunan Tekanan Pada *Concentric Tube Counter Flow Oil Cooler***; Pembimbing : Ir. I Made Gunadiarta, MT; Prof. DR.Ir. Rudy Soenoko, M.Eng.,Sc.

Oil cooler merupakan salah satu jenis alat penukar kalor yang berfungsi untuk mendinginkan atau menurunkan temperatur oli. Sebagai contoh penerapannya adalah pada instalasi Pembangkit Listrik Tenaga Diesel (PLTD), dimana oli yang telah menerima kalor dari proses pembakaran didinginkan air. Untuk itu dalam perencanaannya dibutuhkan pengetahuan tentang ilmu perpindahan kalor agar nantinya dapat dilakukan rekayasa yang optimal terhadap kinerja dari suatu *oil cooler*, sehingga didapatkan suatu desain yang mempunyai laju perpindahan kalor yang tinggi, kerugian tekanan yang kecil, serta dapat memperkecil biaya investasi. Salah satu contoh untuk meningkatkan nilai koefisien perpindahan kalor konveksi adalah dengan meningkatkan turbulensi aliran fluida dengan memasang *turbulator* pada alat penukar kalor. *Turbulator* adalah suatu penghalang yang dipasang pada suatu saluran dengan tujuan mengganggu jalannya aliran fluida, sehingga tercipta aliran pusaran (*vortex*) di dalam saluran. Penggunaan *twisted tape* yang difungsikan sebagai penghalang aliran merupakan suatu alternatif untuk meningkatkan laju perpindahan kalor dari suatu *oil cooler*.

Metode yang dipakai adalah *experimental research*. Pengambilan data temperatur dilakukan dengan menggunakan *termokopel* dan ditampilkan nilainya oleh termometer digital. Penelitian ini menggunakan variabel bebas debit oli panas (8 liter/menit; 9 liter/menit; 10 liter/menit; 11 liter/menit; 12 liter/menit), variabel terkontrolnya adalah *twist ratio of twisted tape* (5,65 ; 7,83 ; 10) dan variabel terikatnya adalah laju perpindahan kalor, penurunan tekanan dan efektivitas.

Penelitian menunjukkan bahwa semakin kecil *twist ratio* dari *twisted tape* yang dipasang pada *inner tube* sebuah *oil cooler* dan dengan semakin bertambahnya debit aliran oli panas akan menyebabkan meningkatnya laju perpindahan kalor dan efektivitas, namun *pressure drop* (penurunan tekanan) yang dihasilkan juga semakin bertambah. Hasil pengujian terbaik didapatkan pada *twisted tape* dengan *twist ratio* 5,65 dimana nilai laju perpindahan kalor dan efektivitasnya tertinggi di antara *twist ratio* 7,83; *twist ratio* 10; dan *tube* tanpa *twisted tape*

Kata kunci : *twist ratio of twisted tape*, *concentric tube counter flow oil cooler*, laju perpindahan kalor, *pressure drop*, efektivitas

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Alat penukar kalor (*heat exchanger*) merupakan alat yang sering digunakan dalam dunia industri. Alat ini digunakan untuk menaikkan atau menurunkan temperatur fluida yang nantinya akan digunakan untuk berbagai keperluan atau merupakan salah satu bagian dari serangkaian proses yang terjadi dalam dunia industri. *Oil cooler* merupakan salah satu jenis alat penukar kalor yang berfungsi untuk mendinginkan atau menurunkan temperatur oli. Sebagai contoh penerapannya adalah pada instalasi Pembangkit Listrik Tenaga Diesel (PLTD), dimana oli yang telah menerima kalor dari proses pembakaran didinginkan air. Untuk itu dalam perencanaannya dibutuhkan pengetahuan tentang ilmu perpindahan kalor agar nantinya dapat dilakukan rekayasa yang optimal terhadap kinerja dari suatu *oil cooler*, sehingga didapatkan suatu desain yang mempunyai laju perpindahan kalor yang tinggi, kerugian tekanan yang kecil, serta dapat memperkecil biaya investasi.

Terdapat berbagai cara untuk meningkatkan laju perpindahan kalor, antara lain dengan meningkatkan koefisien perpindahan kalor konveksi, memperbesar luas permukaan kontak fluida, dan memperbesar perbedaan temperatur. Dalam aplikasi nyatanya alat penukar kalor biasanya direncanakan untuk dapat bekerja memindahkan kalor pada temperatur yang sudah ditentukan, sehingga rekayasa yang biasanya dilakukan adalah meningkatkan koefisien perpindahan kalor konveksi dan memperbesar luas permukaan kontak fluida pada alat penukar kalor.

Salah satu contoh untuk meningkatkan nilai koefisien perpindahan kalor konveksi adalah dengan meningkatkan turbulensi aliran fluida dengan memasang *turbulator* pada alat penukar kalor. *Turbulator* adalah suatu penghalang yang dipasang pada suatu saluran dengan tujuan mengganggu jalannya aliran fluida, sehingga tercipta aliran pusaran (*vortex*) di dalam saluran. Peningkatan turbulensi akan mengakibatkan meningkatnya nilai bilangan *Reynold* dan nilai bilangan *Nusselt* yang besarnya saling berhubungan dengan nilai koefisien perpindahan panas konveksi, sehingga akan berpengaruh terhadap laju perpindahan kalor pada *oil cooler* tersebut.

Selain dengan cara tersebut, penggunaan *twisted tape* yang difungsikan sebagai penghalang aliran merupakan suatu alternatif untuk meningkatkan laju perpindahan kalor dari suatu *oil cooler*. *Twisted tape* ini dipasang di tengah saluran dari suatu alat penukar

kalor yang efeknya akan meningkatkan kecepatan aliran fluida dan membentuk aliran berpusar (*vortex*) pada saluran. Dengan adanya *vortex* tersebut, diharapkan akan menyebabkan pertukaran kalor yang lebih baik antara fluida yang memiliki temperatur lebih tinggi dengan fluida yang memiliki temperatur lebih rendah.

Akan tetapi pemasangan *twisted tape* ini juga akan menimbulkan dampak negatif. Pemasangan *twisted tape* pada tengah-tengah saluran dari suatu alat penukar kalor akan meningkatkan koefisien gesek pada saluran sehingga akan memperbesar penurunan tekanan (*pressure drop*) yang akibatnya kerja pompa harus diperbesar lagi untuk mengatasi kerugian tekanan akibat gesekan tersebut. Oleh sebab itu, perlu dilakukan penelitian mengenai pengaruh variasi *twist ratio of twisted tape* terhadap laju perpindahan kalor dan penurunan tekanan (*pressure drop*) pada *concentric tube oil cooler* jenis *counter flow*.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang tersebut, maka dapat diambil suatu rumusan masalah yang akan diteliti yaitu :

Bagaimana pengaruh variasi *twist ratio of twisted tape* terhadap laju perpindahan kalor dan penurunan tekanan (*pressure drop*) pada *concentric tube oil cooler* dengan jenis *counter flow* ?

1.3 Batasan Masalah

Untuk mendapatkan solusi dari rumusan masalah diatas dan untuk menghindari meluasnya pembahasan terhadap permasalahan yang ada, maka diberikan batasan terhadap masalah yang akan diteliti. Adapun batasan masalah dalam penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Kondisi aliran fluida diasumsikan *steady state*.
2. Digunakan *oil cooler* jenis *concentric tube* dengan arah aliran *counter flow*.
3. Digunakan *acted fluid* berupa oli bekas yang terdapat di pipa bagian dalam dan *acting fluid* berupa air yang terdapat di pipa bagian luar.
4. Diasumsikan tidak ada perpindahan kalor ke lingkungan.
5. Ketebalan, panjang, dan diameter *twisted tape* yang digunakan adalah tetap.
6. Nilai konduktivitas *thermal* material diasumsikan konstan.
7. Penukar kalor yang digunakan adalah pipa dari bahan tembaga paduan pada bagian dalam dan pipa PVC pada bagian luar dengan panjang 1 m.

8. Temperatur oli masuk dijaga konstan sebesar 50°C

1.4 Tujuan Penelitian

Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh variasi *twist ratio of twisted tape* terhadap laju perpindahan kalor dan penurunan tekanan (*pressure drop*) pada *concentric tube oil cooler* dengan jenis *counter flow*.

1.5 Manfaat Penelitian

Penelitian ini diharapkan dapat memberikan beberapa manfaat antara lain :

1. Mengaplikasikan dan membandingkan teori yang telah didapat dengan kondisi nyata penelitian.
2. Memberikan kontribusi terhadap dunia industri dalam rekayasa penerapan *oil cooler* yang lebih efisien dan efektif.
3. Dapat menambah ilmu pengetahuan dan wawasan bagi penulis dan pembaca serta sebagai dasar penelitian selanjutnya.

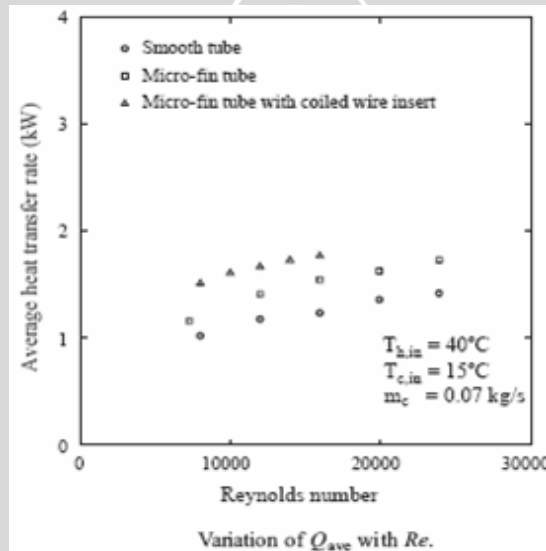


BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

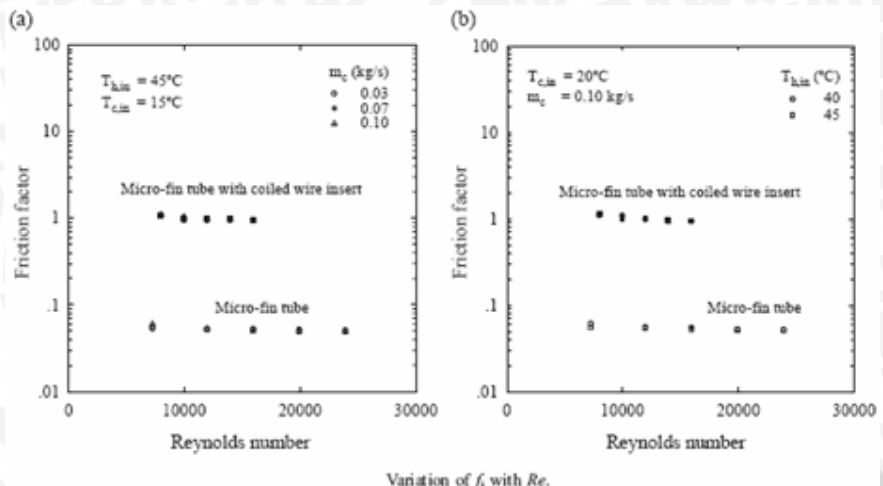
2.1 Penelitian Sebelumnya

Naphon dan Sriromrull (2005) melakukan penelitian dengan judul *single-phase heat transfer and pressure drop in the micro-fin tubes with coiled wire insert*. Naphon dan Sriromrull membandingkan laju perpindahan kalor dan *pressure drop* pada *smooth tube*, *micro-fin tube*, dan *micro-fin tube with coiled wire insert* dengan tipe aliran berlawanan (*counter flow*). Dari hasil penelitian tersebut disimpulkan bahwa pemasangan *coiled wire insert* pada tengah-tengah saluran pipa dalam (*inner tube*) dari alat penukar kalor akan menghasilkan peningkatan *average heat transfer* lebih tinggi dibandingkan dengan *smooth tube* dan *micro-fin tube*. Hal ini dapat terlihat pada gambar 2.1 di bawah ini.



Gambar 2.1 Hubungan *Reynold number* terhadap *Average Heat Transfer*
Sumber : Naphon, Sriromrull, 2005

Semakin tinggi angka *Reynold number*, maka *average heat transfer* juga akan meningkat, sedangkan *friction factor* yang terdapat pada *micro-fin tube with coiled wire insert* lebih tinggi daripada yang terdapat pada *micro-fin tube*. *Friction factor* tersebut menyebabkan *pressure drop* yang terdapat pada *micro-fin tube with coiled wire insert* nilainya lebih tinggi jika dibandingkan dengan *micro-fin tube* seperti ditunjukkan pada gambar 2.2 di bawah ini



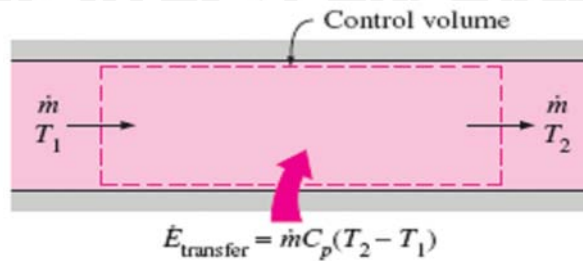
Gambar 2.2 Hubungan Reynold number terhadap friction
 Sumber : Naphon, Sriromruln, 2005

Kuswantoro, Teknik Mesin Universitas Indonesia (2004) melakukan simulasi analisa CFD pada *twisted strip heat exchanger* dengan asumsi fluidanya adalah air. Kuswantoro membandingkan laju perpindahan kalor dan *pressure drop* yang terjadi pada *tube heat exchanger* tanpa *twisted strip* di dalamnya dengan *tube heat exchanger* dengan *twisted strip* di dalamnya yang *twist ratio*-nya divariasikan. *Twist ratio* yang digunakan adalah sebesar 8,33 dan 10. Dari hasil simulasi tersebut dihasilkan bahwa dengan adanya *twisted strip* menyebabkan laju perpindahan kalor yang terjadi cenderung meningkat dibandingkan dengan *tube* tanpa *twisted strip*. Di samping itu juga didapatkan bahwa semakin kecil nilai *twist ratio*, maka semakin besar laju perpindahan kalor dan *pressure drop* yang akan dihasilkan.

2.2 Energi Kalor

Tingkat energi kalor suatu benda diindikasikan dengan temperatur benda tersebut. Secara mikroskopis, temperatur menunjukkan energi kalor yang dimiliki oleh suatu benda. Semakin tinggi kecepatan gerakan molekul-molekul penyusun suatu benda, maka semakin tinggi temperatur benda tersebut, sehingga energi kalor yang dimiliki oleh benda tersebut juga akan semakin tinggi.

Pada fluida yang mengalir *steady* di dalam suatu sistem dengan volume tertentu dimana terdapat satu *inlet* dan satu *outlet* maka laju aliran massa fluida yang masuk akan sama dengan laju aliran massa fluida keluar atau $m_{in} = m_{out} = \dot{m}$, jika fluida tersebut tidak melakukan kerja maka besarnya energi kalor yang ditansfer oleh suatu fluida akan sama dengan perubahan energi yang terdapat pada sistem tersebut, ilustrasi tentang hal ini dapat dilihat pada gambar dibawah ini.



Gambar 2.3 Transfer energi kalor pada sistem dengan *control volume*
 Sumber : Cengel, *Heat Transfer A Practical Approach* 2003: 13

Besarnya laju energi kalor pada sistem tersebut dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$\dot{Q} = \dot{m} C_p \Delta T \quad (\text{Cengel, 2003:13}) \quad (2-1)$$

dimana : \dot{Q} = laju energi kalor (W)

\dot{m} = laju aliran massa fluida (kg/s)

C_p = Kalor spesifik pada tekanan konstan (J/kg.°C)

T = Perubahan temperatur (°C)

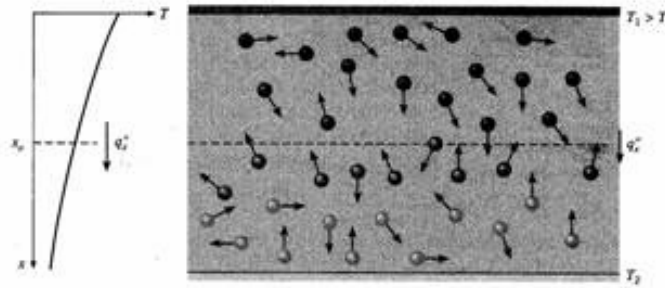
2.3 Perpindahan Kalor

Perpindahan kalor dapat didefinisikan sebagai *transfer* energi dari suatu sistem ke sistem lainnya sebagai akibat dari perbedaan temperatur. *Transfer* energi ini selalu terjadi dari suatu sistem bersuhu tinggi ke sistem lain yang bersuhu lebih rendah dan akan berhenti setelah kedua sistem mencapai temperatur yang sama. Perbedaan temperatur merupakan syarat utama untuk terjadinya perpindahan kalor, jika kedua sistem mempunyai temperatur yang sama maka tidak akan terjadi perpindahan kalor pada kedua sistem tersebut. Kalor dapat berpindah melalui tiga macam cara, yaitu konduksi, konveksi dan radiasi.

2.3.1 Perpindahan Kalor Konduksi

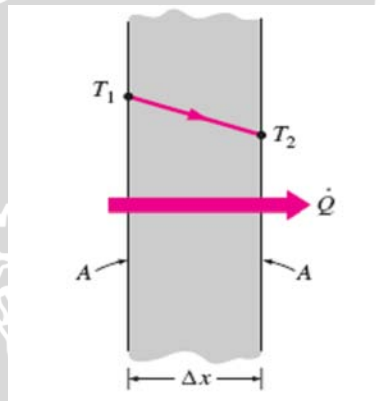
Perpindahan kalor konduksi didefinisikan sebagai suatu proses perpindahan kalor yang umumnya terjadi melalui lapis benda padat. Pada perpindahan kalor ini panas mengalir dari daerah yang bersuhu tinggi ke daerah yang bersuhu rendah dalam satu medium atau antara medium-medium yang berlainan yang bersinggungan atau berinteraksi secara langsung tanpa adanya perpindahan molekul yang cukup besar. Perpindahan kalor konduksi dapat terjadi baik pada benda padat, benda cair maupun gas. Pada benda cair dan gas perpindahan kalor konduksi terjadi karena adanya tumbukan (*collision*) serta *difusi* pada molekul selama mengalami gerak acak akibat kenaikan temperatur, sedangkan pada benda padat perpindahan kalor konduksi terjadi karena kombinasi getaran molekul pada kisi-kisinya serta perpindahan energi oleh elektron

bebasnya. Perpindahan kalor konduksi pada skala mikroskopis dan skala makroskopis pada sebuah dinding dapat dilihat pada gambar - gambar di bawah ini.



Gambar 2.4 Perpindahan panas konduksi dan difusi energi akibat aktivitas molekul

Sumber : Kern, *Process Heat Transfer* 1950 : 13



Gambar 2.5 Perpindahan kalor konduksi

Sumber : Cengel, *Heat Transfer A Practical Approach* 2003:18

Laju perpindahan kalor konduksi dikemukakan oleh J.B.J. Fourier pada tahun 1822 yaitu besarnya laju perpindahan kalor konduksi proporsional terhadap luas permukaan yang dilalui kalor, perbedaan temperatur, dan konduktivitas *thermal* material, namun berbanding terbalik terhadap ketebalan dari permukaan yang dilalui oleh kalor, sehingga dapat dinyatakan :

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{(T_2 - T_1)}{\Delta x} \quad \text{(Cengel, 2003:18)} \quad (2-2)$$

dimana : \dot{Q}_{cond} = Laju perpindahan kalor konduksi (W)

k = Konduktivitas *thermal* bahan (W/m °C)

A = Luas permukaan perpindahan kalor (m²)

$T_2 - T_1$ = Perbedaan temperatur permukaan perpindahan kalor (°C)

Δx = Ketebalan permukaan perpindahan kalor pada arah x (m)

Konduktivitas *thermal* merupakan suatu konstanta proporsional yang didefinisikan sebagai besarnya kalor yang dapat dihantarkan oleh tiap satu satuan panjang (tebal) dari material pada perbedaan temperatur $1\text{ }^{\circ}\text{C} / 1\text{ }^{\circ}\text{K}$.

2.3.2 Perpindahan Kalor Konveksi

Perpindahan kalor konveksi adalah perpindahan kalor yang terjadi melalui media lapis fluida. Mekanisme perpindahan kalor ini terjadi antara permukaan padat dengan fluida cair maupun gas yang bergerak dan melibatkan konduksi serta gerakan dari fluida tersebut. Semakin cepat gerakan fluida maka akan semakin besar laju perpindahan kalor konveksinya.

Semakin cepat fluida bergerak maka laju perpindahan kalornya juga akan semakin tinggi. Adanya gerakan fluida akan semakin cepat menggantikan fluida yang telah panas di sekitar permukaan benda padat dengan fluida dingin atau sebaliknya, sehingga dihasilkan temperatur fluida yang lebih dingin atau lebih panas pada lapisan lapisan fluida yang saling berinteraksi melakukan perpindahan panas. Hal ini menyebabkan laju perpindahan kalor akan semakin tinggi.

Perpindahan kalor konveksi akan melibatkan perpindahan massa dari fluida karena dengan tidak adanya gerakan fluida, maka perpindahan kalor yang terjadi merupakan murni perpindahan kalor konduksi.

Secara umum perpindahan kalor konveksi dapat dibedakan menjadi dua yaitu :

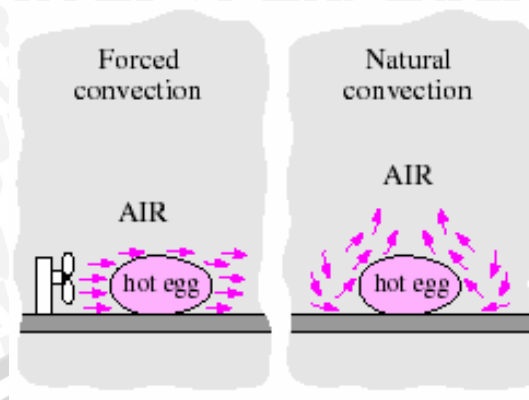
1. Konveksi bebas (*free convection*)

Pada konveksi bebas gerakan perpindahan fluida terjadi karena adanya perbedaan densitas atau kerapatan fluida yang disebabkan oleh adanya perbedaan atau gradien temperatur. Proses ini terjadi secara alamiah sehingga sering disebut konveksi alamiah (*natural convection*).

2. Konveksi paksa (*forced convection*)

Pada konveksi paksa fluida dipaksa bergerak oleh adanya gaya atau energi dari luar, misalnya oleh pompa atau kipas (*fan*). *Transfer* kalor yang dihasilkan akan lebih tinggi daripada konveksi bebas.

Dua jenis perpindahan konveksi tersebut dapat dijelaskan melalui gambar di bawah ini :



Gambar 2.6 Perpindahan kalor konveksi

Sumber : Cengel, *Thermodynamics : an engineering approach* 2003: 94

Berdasarkan hukum pendinginan Newton, besarnya laju perpindahan kalor konveksi dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$\dot{Q}_{conv} = h A_s (T_s - T_{\infty}) \quad (\text{Cengel, 2003:335}) \quad (2-3)$$

dimana : \dot{Q}_{conv} = Laju perpindahan kalor konveksi (W)

h = Koefisien perpindahan kalor konveksi ($\text{W}/\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$)

A = Luas permukaan perpindahan kalor (m^2)

T_s = Temperatur permukaan benda ($^\circ\text{C}$)

T = Temperatur fluida pada jarak tertentu dari permukaan benda ($^\circ\text{C}$)

Perpindahan kalor konveksi akan tergantung pada berbagai propertis dari fluida antara lain viskositas dinamik fluida (μ), konduktivitas *thermal* fluida (k_f), densitas fluida (ρ), kapasitas kalor (C_p), serta kecepatan fluida (v). Di samping itu perpindahan kalor konveksi juga akan tergantung pada geometri dan kekasaran dari permukaan benda padat, serta tipe dari aliran fluida (laminar atau turbulen). Hal-hal tersebut diatas akan menentukan besarnya koefisien perpindahan kalor konveksi (h).

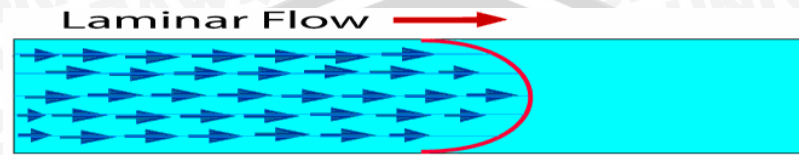
2.4 Analisa Aliran

Seperti yang telah dijelaskan diatas bahwa pada perpindahan kalor konveksi sangat tergantung pada berbagai hal diantaranya keadaan aliran fluida yaitu apakah aliran tersebut bersifat laminar atau bersifat turbulen. Keadaan aliran tersebut dapat diukur dari besarnya angka *Reynold* dari aliran fluida tersebut.

2.4.1 Aliran Laminar

Aliran laminar adalah Aliran dengan fluida yang bergerak dalam lapisan – lapisan dengan gerakan yang teratur (*highly-ordered motion*), apabila masing-masing partikel fluida bergerak mengikuti lintasan tertentu serta tetap ada dalam masing-masing lapisan

dengan urutan yang teratur tanpa saling mendahului, sehingga aliran laminar memiliki *streamline* yang tidak saling bercampur. Kecepatan fluida dapat berbeda antara *streamline* yang satu dengan yang lain. Dalam aliran ini kecenderungan aliran laminar menjadi turbulen masih dapat diredam oleh gaya-gaya viskos yang memberikan hambatan terhadap gerakan relatif dari lapisan-lapisan fluida. Aliran laminar dapat dilihat seperti pada gambar 2.7 di bawah ini.



Gambar 2.7 Aliran laminar

Sumber : <http://www.freshgasflow.com/physics/flow/flow.htm>

Besar angka *Reynold* untuk aliran laminar adalah :

$Re < 5 \cdot 10^5$ untuk aliran diatas plat (aliran eksternal). (Cengel, 2003:372)

$Re < 2300$ untuk aliran didalam pipa (aliran internal). (Cengel, 2003:512)

2.4.2 Aliran turbulen

Aliran turbulen adalah aliran yang partikel-partikel fluidanya bergerak secara acak (*zig-zag*) dengan sangat cepat (*highly-disordered motion*) dengan kecepatan yang berfluktuasi, karena mengalami percampuran serta putaran partikel antar lapisan, sehingga mengakibatkan pertukaran momentum dari satu bagian fluida ke bagian fluida yang lain dalam skala besar. Pada aliran turbulen mekanisme perpindahan kalor dan momentum dengan cara konduksi molekuler diubah serta dibantu oleh banyak sekali pusaran-pusaran (*eddy*) atau olakan-olakan yang membawa gumpalan-gumpalan makroskopik fluida melintasi garis-garis aliran. Partikel-partikel gumpalan-gumpalan fluida tersebut berperan sebagai pembawa energi dan memindahkan energi dengan cara bercampur dengan partikel-partikel lain dari fluida tersebut. Semakin cepat gerakan fluida tersebut, maka akan semakin besar energi yang dapat di-*transfer* pada daerah yang memiliki temperatur lebih rendah. Aliran turbulen dapat dilihat seperti pada gambar 2.8 di bawah ini.



Gambar 2.8 Aliran turbulen

Sumber : www.freshgasflow.com/physics/flow/flow.htm

Besar angka *Reynold* untuk aliran turbulen adalah :

$Re > 5 \times 10^5$ untuk aliran diatas plat (aliran eksternal). (Cengel, 2003:372)

$Re > 4000$ untuk aliran didalam pipa (aliran internal).

$2300 < Re < 4000$ untuk aliran transisi didalam pipa. (Cengel, 2003:512)

2.5 Aliran Dalam Pipa

Jika suatu fluida dengan viskositas tertentu mengalir dalam pipa, maka pada aliran fluida tersebut akan terbentuk lapisan batas kecepatan serta lapisan batas *thermal*. Profil kecepatan fluida yang mengalir dalam pipa akan terbentuk dari kecepatan nol pada permukaan pipa hingga mencapai kecepatan maksimum pada pusat pipa. Pada profil temperatur fluida, jika temperatur permukaan dinding pipa lebih besar dari temperatur fluida maka temperatur fluida pada arah melintang akan berubah dari temperatur T_s pada permukaan dinding pipa hingga menjadi minimum pada pusat pipa, sedangkan jika temperatur permukaan dinding pipa lebih kecil dari temperatur fluida maka temperatur fluida pada arah melintang akan berubah dari T_s pada permukaan dinding pipa hingga menjadi maksimum pada pusat pipa.

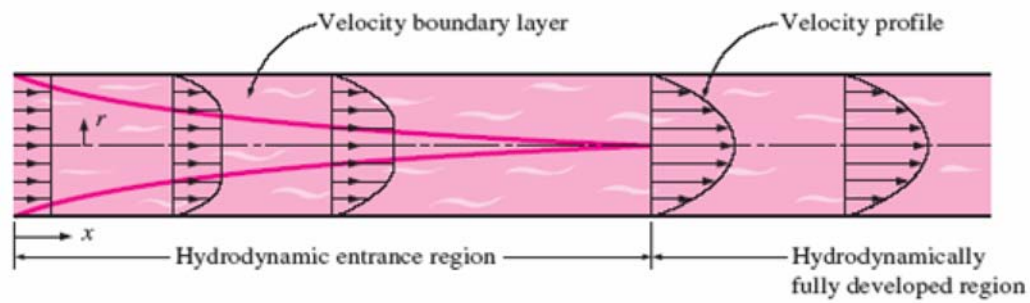
2.5.1 Lapisan Batas

Lapisan batas merupakan lapisan fluida yang membagi medan aliran ke dalam dua wilayah, lapisan tersebut meliputi daerah dimana di sekitar daerah tersebut terdapat perbedaan gradien temperatur atau gradien kecepatan yang besar.

2.5.1.1 Lapisan Batas Hidrodinamik

Lapisan batas hidrodinamik merupakan suatu daerah dimana gaya-gaya viskos fluida berpengaruh pada kecepatan fluida pada saat fluida mengalir dengan kecepatan yang *uniform* pada sebuah pipa yang permukaannya sejajar terhadap arah aliran fluida tersebut seperti yang terjadi pada aliran eksternal, partikel-partikel fluida pada lapisan yang bersinggungan langsung dengan permukaan pipa akan menjadi lambat gerakannya akibat terjadinya gesekan pada permukaan pipa. Lapisan tersebut menyebabkan partikel-partikel fluida yang berada pada lapisan-lapisan yang berdekatan akan ikut menjadi lambat gerakannya akibat gesekan terhadap lapisan fluida tersebut sebagai akibat dari penurunan kecepatan tersebut, maka kecepatan fluida pada tengah pipa akan meningkat mengingat laju aliran massa yang mengalir sepanjang pipa selalu konstan. Akibatnya akan terbentuk lapisan batas kecepatan (*velocity boundary layer*) pada aliran fluida sepanjang pipa yaitu daerah dimana efek dari gaya geser *viscos* masih dapat dirasakan. Tebal lapisan batas ini akan terus meningkat sepanjang aliran fluida hingga lapisan batas kecepatan tersebut mencapai pusat pipa. Tebal lapisan batas hidrodinamik di dalam pipa didefinisikan sebagai jarak antara titik yang mempunyai kecepatan 99% kecepatan arus

bebas (*free stream velocity*) terhadap permukaan pipa sehingga dapat dinyatakan dengan $u = 0.99 u_{\infty}$, dimana u adalah kecepatan fluida pada titik tertentu dengan arah melintang terhadap permukaan pipa dan u_{∞} adalah kecepatan arus bebas (*free stream velocity*) dari aliran fluida pada pipa tersebut (Cengel,2003:341). Pertumbuhan lapisan batas hidrodinamik serta profil-profil kecepatan dalam pipa ditunjukkan pada gambar 2.9 dibawah ini.



Gambar 2.9 Lapisan batas hidrodinamik

Sumber : Cengel, *Heat Transfer A Practical Approach*, 2003:423

Pada aliran laminar, posisi terjadinya aliran yang telah berkembang penuh akan semakin jauh dari posisi masuknya fluida, sedangkan untuk aliran turbulen posisi terjadinya aliran yang telah berkembang penuh memiliki jarak yang lebih pendek daripada aliran laminar. Profil kecepatan aliran laminar pada daerah aliran berkembang penuh (*fully developed region*) berbentuk parabolik sedangkan pada aliran turbulen profil kecepatan akan menjadi lebih datar karena terdapat pusaran-pusaran fluida pada arah radial. Jika jarak masuknya aliran terhadap lokasi terjadi aliran berkembang penuh secara hidrolis (*hydrodynamic entrance region*) adalah L_h , maka pada aliran laminar dan turbulen hubungan tersebut dapat dijelaskan sebagai berikut.

$$L_{h, \text{ laminar}} = 0,05 \text{ Re } D$$

$$L_{h, \text{ turbulen}} = 10 D$$

(Cengel, 2003:425)

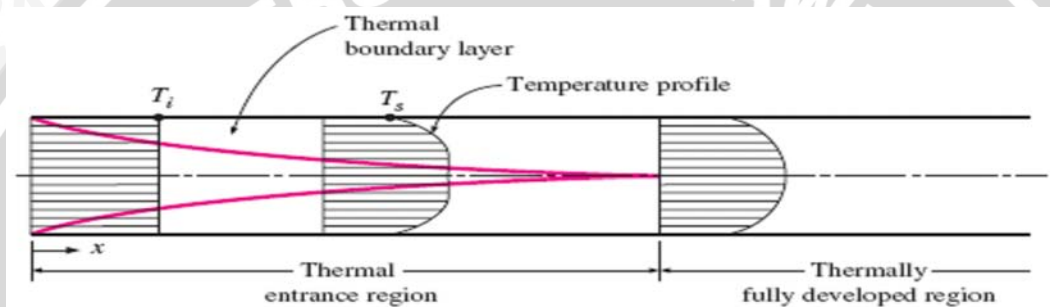
Dimana : D = Diameter pipa (m)

Re = Angka Reynold

2.5.1.2 Lapisan Batas *Thermal*

Lapisan batas *thermal* merupakan daerah di mana terdapat gradien suhu dalam aliran terhadap arah normal permukaan (Holman, 1984:208). Gradien suhu itu terjadi akibat proses pertukaran kalor antara fluida dan dinding ketika fluida yang mengalir di dalam pipa dipanaskan atau didinginkan. Temperatur fluida pada penampang berubah dari T_s pada permukaan dinding sampai maksimum (atau minimum dalam kasus pemanasan) pada pusat pipa. Pada proses pendinginan, temperatur minimum terjadi pada

permukaan dinding pipa dan maksimum pada pusat pipa, sedangkan pada proses pemanasan, temperatur maksimum terjadi pada permukaan dinding pipa dan temperatur minimum pada pusat pipa. Tebal lapisan batas *thermal* pada setiap lokasi sepanjang saluran didefinisikan sebagai jarak dari permukaan saluran yang memiliki temperatur T_s dengan titik dengan temperatur T yang memenuhi persamaan berikut $(T - T_s) = 0.99 (T_\infty - T_s)$ dimana T_∞ adalah temperatur dari arus bebas. Pada kasus khusus dimana $T_s = 0$, maka tebal lapisan batas *thermal* merupakan jarak dari permukaan saluran dengan titik yang memiliki temperatur $T = 0.99 T_\infty$ (Cengel,2003:341). Pertumbuhan lapisan batas termal dan profil suhu dalam pipa ditunjukkan pada gambar 3.0 di bawah ini.



Gambar 2.10 Lapisan batas termal

Sumber : Cengel, *Heat Transfer A Practical Approach*, 2003:424

Jarak antara masuknya aliran dimana lapisan batas *thermal* berkembang hingga mencapai pusat pipa dinamakan *thermal entry length* (L_t). Pada aliran laminar dan turbulen besarnya L_t dapat dinyatakan sebagai berikut :

$$L_t, \text{ laminar} = 0,05 \text{ Re Pr } D$$

$$L_t, \text{ turbulen} = 10 D$$

(Cengel, 2003:425)

2.5.2 Angka Prandtl (Pr)

Angka *Prandtl* merupakan parameter yang menghubungkan ketebalan relatif antara lapisan batas hidrodinamik dengan lapisan batas *thermal* yaitu menyatakan perbandingan viskositas kinematik fluida terhadap difusivitas *thermal*. Viskositas kinematik fluida menunjukkan laju difusi momentum dalam fluida karena gerakan molekul-molekul dari fluida tersebut, sedangkan difusivitas *thermal* merepresentasikan seberapa cepat kalor berdifusi di dalam suatu fluida, dimana difusivitas *thermal* didefinisikan sebagai besarnya kalor yang dikonduksikan dibanding dengan kalor yang dapat tersimpan dalam material tersebut (Cengel, 2003:23).

Perbandingan kedua kuantitas tersebut menunjukkan besaran relatif antara difusi momentum dan difusi kalor dalam fluida. Kedua laju difusi ini akan menentukan seberapa tebal lapisan batas *thermal* pada suatu medan aliran fluida, sehingga angka *Prandtl* merupakan penghubung antara medan kecepatan dengan medan suhu dan dirumuskan sebagai berikut :

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu/\rho}{k/C_p \cdot \rho} = \frac{\mu \cdot C_p}{k} \quad (\text{Holman, 1984:213}) \quad (2-4)$$

- Dimana:
- α = Difusivitas termal fluida (m^2/s)
 - C_p = Panas spesifik pada tekanan konstan ($J/kg \cdot ^\circ C$)
 - k = Konduktivitas termal fluida ($W/m \cdot ^\circ C$)
 - μ = Viskositas dinamik fluida ($kg/m \cdot s$)
 - ν = Viskositas kinematik (m^2/s)

2.5.3 Angka Reynold (Re)

Angka *Reynold* merupakan perbandingan gaya inersia terhadap gaya viskos digunakan sebagai kriteria yang menunjukkan apakah aliran itu laminar atau turbulen (Holman, 1997:195). Fluida yang mengalir memiliki suatu pola aliran tertentu, aliran fluida dapat berupa aliran laminar yang bergerak secara teratur dan *streamline*, serta aliran turbulen yang bergerak tidak teratur (acak). Pola aliran fluida ini tergantung dari perbandingan gaya inersia terhadap gaya viskos yang dinyatakan dengan angka *Reynold*. Jika angka *Reynold* rendah maka gaya viskos dapat menghambat gaya inersia akibat kecepatan fluida, sehingga aliran fluida menjadi laminar. Jika angka *Reynold* tinggi maka gaya inersia yang berhubungan dengan densitas dan kecepatan fluida nilainya relatif lebih besar terhadap gaya viskos. Gaya viskos tidak dapat menahan fluktuasi fluida yang cepat dan acak. Hal ini menimbulkan turbulensi pada aliran tersebut. Secara matematis besarnya angka *Reynold* untuk aliran dalam pipa dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$Re = \frac{V_m D_h}{\nu} \quad (\text{Cengel, 2003:442}) \quad (2-5)$$

- Dimana:
- V_m = Kecepatan rata-rata fluida (m/s)
 - D_h = diameter hidrolis pipa (m)

- ν = Viskositas kinematik fluida (m^2/s)
- μ = Viskositas dinamik ($kg/m \cdot s$)
- ρ = Massa jenis (kg/m^3)

2.5.4 Angka Nusselt (Nu)

Angka *Nusselt* merupakan kelompok angka yang didapat dari pengukuran eksperimental terdiri dari angka *Reynold*, angka *Prandtl* dan konstanta yang harganya tergantung pada geometri saluran dan pola aliran. Angka *Nusselt* menunjukkan besar perpindahan kalor melalui proses konveksi terhadap besar perpindahan kalor melalui proses konduksi pada lapisan fluida yang sama (Cengel, 2001:351). Semakin besar angka *Nusselt*, maka perpindahan kalor konveksi akan semakin efektif. Laju perpindahan kalor tiap waktu tiap unit luas pada proses konveksi dan konduksi adalah sebagai berikut.

$$\dot{q}_{conv} = h \Delta T \quad (\text{Cengel, 2003:336}) \quad (2-6)$$

$$\dot{q}_{cond} = k \frac{\Delta T}{\delta} \quad (\text{Cengel, 2003:336}) \quad (2-7)$$

Sehingga rasionya

$$\frac{\dot{q}_{conv}}{\dot{q}_{cond}} = \frac{h \Delta T}{k \Delta T / \delta} = \frac{h \delta}{k} = Nu \quad (\text{Cengel, 2003:336}) \quad (2-8)$$

Dimana : δ = geometri benda dari mana panas mengalir (m)

Hubungan angka *Reynold* dan angka *Prandtl* terhadap angka *Nusselt* untuk aliran dalam pipa dapat dinyatakan sebagai berikut:

- Untuk aliran laminar

$$Nu = 1.86 \left(\frac{Re Pr D}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_s}{\mu_b} \right)^{0.14} \quad (\text{Pr} < 0.5) \quad (\text{Cengel, 2003:437}) \quad (2-9)$$

Dimana : Nu = Angka *Nusselt*

Re = Angka *Reynold*

Pr = Angka *Prandtl*

D = Diameter pipa (m)

L = Panjang pipa (m)

μ_s = Viskositas dinamik fluida pada temperatur permukaan (kg.m/s)

μ_b = Viskositas dinamik fluida pada temperatur *bulk* (kg.m/s)

- Untuk aliran turbulen

Untuk aliran turbulen yang sudah jadi atau berkembang penuh (*fully developed turbulent flow*) dalam tabung licin, oleh Dittus dan Boelter disarankan persamaan berikut :

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad \left(\begin{array}{l} 0,7 \leq Pr \leq 160 \\ Re > 10000 \end{array} \right) \quad (\text{Cengel, 2003:441}) \quad (2-10)$$

Dimana : $n = 0,4$ untuk kasus pemanasan

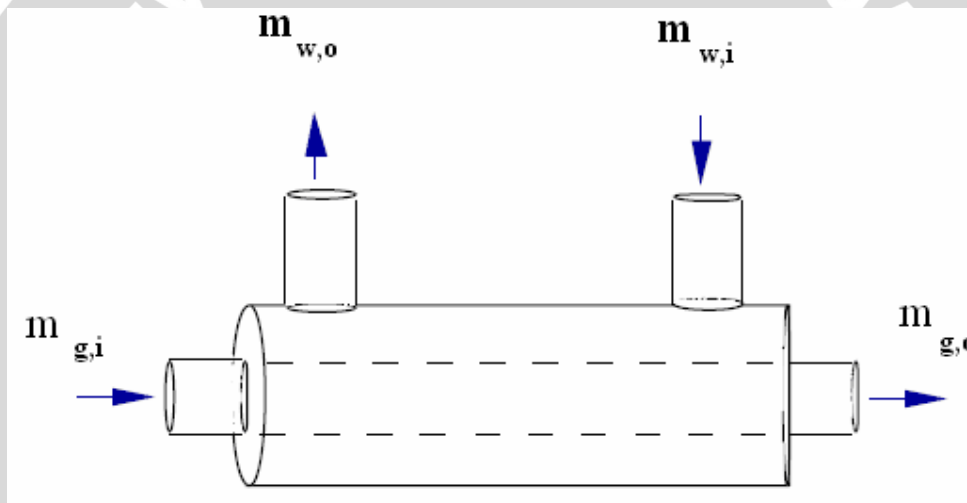
$n = 0,3$ untuk kasus pendinginan

2.6 Oil Cooler

Oil cooler adalah merupakan alat penukar kalor (*heat exchanger*) yang berfungsi untuk mendinginkan oli (pelumas mesin) agar temperatur oli di dalam mesin tidak terlalu panas. Berdasarkan arah aliran *oil cooler* dapat dibagi menjadi 3, yaitu aliran searah (*parallel flow*), aliran berlawanan (*counter flow*) dan aliran bersilangan (*cross flow*).

2.6.1 Concentric Tube Oil Cooler

Salah satu jenis dari *oil cooler* menurut konstruksinya adalah *concentric tube oil cooler*. *Oil cooler* ini terdiri dari pipa dalam (*inner tube*) yang terletak dalam pipa luar yang lebih besar (*outer tube*) dengan posisi titik pusat dari kedua pipa berada pada satu garis sumbu seperti terlihat pada gambar 2.11 dibawah ini.

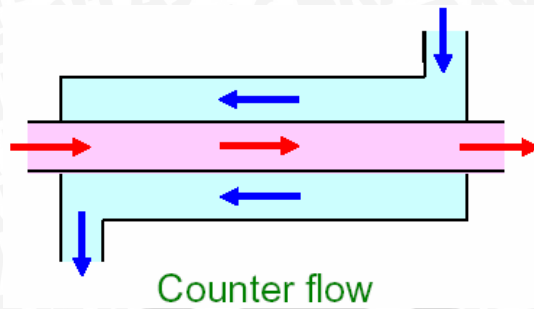


Gambar 2.11 *Concentric tube oil cooler*

Sumber: <http://appendix/concentric/tube/heatexchanger>

2.6.2 Counter Flow Oil Cooler

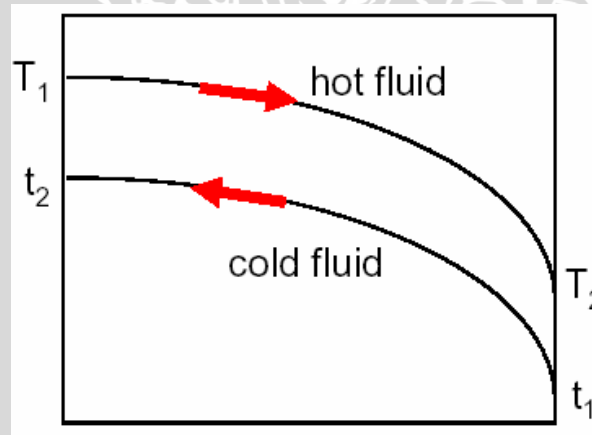
Salah satu jenis *oil cooler* (*heat exchanger*) berdasar arah aliran fluidanya adalah *oil cooler* aliran berlawanan arah (*counterflow oil cooler*). *Counterflow oil cooler* didefinisikan sebagai *oil cooler* dengan arah aliran fluida dingin (*acting fluid*) berlawanan dengan arah aliran fluida panas (*acted fluid*) pada saluran yang berbeda, seperti terlihat pada gambar 2.12 dibawah ini:



Gambar 2.12 Counter flow heat exchanger

Sumber : http://www.engineersedge.com/heat_exchanger/images/counte5.gif

Pada alat penukar kalor dengan tipe aliran lawan arah (*counterflow heat exchanger*), temperatur akhir fluida dingin yang keluar dapat melampaui temperatur akhir fluida panas yang keluar dari *heat exchanger* karena terdapat perpindahan kalor yang efektif sepanjang pipa, sehingga untuk men-transfer sejumlah kalor yang sama diperlukan luas permukaan yang lebih kecil dibandingkan dengan menggunakan aliran searah (*parallel flow*), distribusi temperatur pada alat penukar kalor jenis *counter flow* dapat dilihat pada gambar 2.12 di bawah ini.



Gambar 2.13 Distribusi temperatur pada Counter flow heat exchanger

Sumber : http://www.engineersedge.com/heat_exchanger/images/counte5.gif

2.7 Analisa Pada Heat Exchanger

Besarnya laju perpindahan kalor pada suatu alat penukar kalor (*heat exchanger*) dapat ditentukan melalui persamaan berikut :

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (\text{Holman, 1984:481}) \quad (2-11)$$

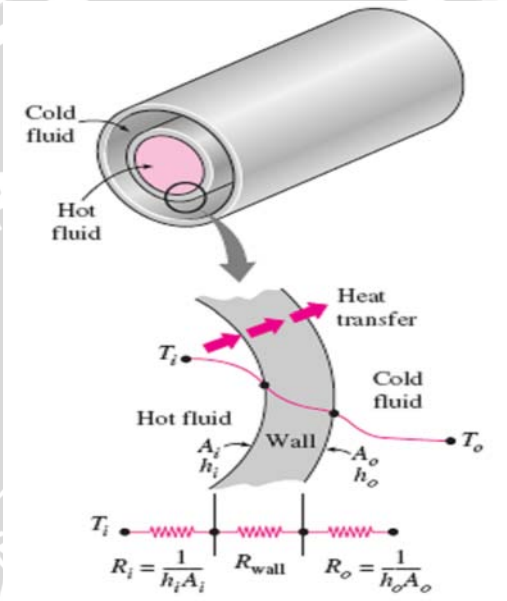
Dimana : q = laju perpindahan kalor (W)

U = koefisien perpindahan kalor menyeluruh ($\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)

A = luas permukaan perpindahan kalor (m^2)

T_m = Perbedaan temperatur rata-rata diantara kedua fluida pada masing-masing sisi ($^{\circ}\text{C}$)

Pada *concentric tube heat exchanger* terdapat dua fluida yang memiliki temperatur berbeda yang dibatasi oleh dinding pipa dalam (*inner tube*), sehingga untuk melakukan perpindahan kalor dari fluida panas ke fluida dingin maka ilustrasi hambatan *thermal*-nya dapat terlihat seperti pada gambar 2.14 berikut:



Gambar 2.14 Hambatan *thermal* pada *concentric tube heat exchanger*
 Sumber : Cengel, *Heat Transfer A Practical Approach*, 2003:671

Dalam transfer kalor tersebut terjadi tiga proses perpindahan kalor yaitu proses perpindahan kalor konveksi yang terjadi antara fluida dengan permukaan bagian dalam pipa dari pipa dalam (*inner tube*), perpindahan kalor konduksi yang terjadi dari permukaan dalam hingga permukaan luar dari pipa dalam (*inner tube*), serta proses perpindahan kalor konveksi antara fluida yang terdapat pada pipa luar (*outer tube*) dengan permukaan luar dari pipa dalam (*inner tube*), sehingga dapat dinyatakan:

$$R = R_{total} = R_i + R_{wall} + R_o = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k l} + \frac{1}{h_o A_o}$$

.....(Cengel, 2003:672) (2-12)

Dimana:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = UA\Delta T = U_i A_i \Delta T = U_o A_o \Delta T$$

.....(Cengel, 2003:672) (2-13)

Sehingga:

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi kl} + \frac{1}{h_o A_o}$$

.....(Cengel, 2003:672) (2-14)

- Dimana :
- \dot{Q} = Laju perpindahan kalor (Watt)
 - U = Koefisien perpindahan kalor menyeluruh (Watt/m²°C)
 - h = Koefisien perpindahan kalor konveksi (Watt/m² °C)
 - A = Luas permukaan pipa (m²)
 - D = Diameter pipa (m)
 - k = Konduktivitas *thermal* bahan (W/m °C)
 - L = Panjang pipa (m)
 - i = Pipa dalam bagian dalam
 - o = Pipa dalam bagian luar

Sehingga laju perpindahan kalor dinyatakan sebagai berikut:

$$\dot{Q} = \frac{T_h - T_c}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi kl} + \frac{1}{h_o A_o}} \quad (\text{Holman, 1984:482}) \quad (2-15)$$

- Dimana :
- T_h = Temperatur fluida panas (°C)
 - T_c = Temperatur fluida dingin (°C)

2.7.1 Log Mean Temperature Difference (LMTD)

Seperti yang telah di jelaskan sebelumnya bahwa perbedaan temperatur antara fluida panas dengan fluida dingin sepanjang alat penukar kalor akan bervariasi untuk tahanan *thermal* yang konstan. Laju perpindahan kalor akan berbeda-beda sepanjang lintasan penukar kalor karena harganya tergantung dari perbedaan temperatur kedua fluida sehingga diperlukan suatu pendekatan yang akurat untuk menentukan besarnya perbedaan temperatur rata-rata (*mean temperature difference*, ΔT_m) dari kedua fluida tersebut untuk digunakan dalam persamaan $\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_m$.

Untuk menentukan besarnya ΔT_m salah satu metode yang digunakan adalah metode LMTD (*Log Mean Temperature Difference*) yaitu dinyatakan sebagai berikut:

$$\dot{Q} = U A_s \Delta T_{lm} \quad (\text{Cengel, 2003:681}) \quad (2-16)$$

- Dimana :
- T_{lm} = *log mean temperature difference* (°C)
 - A_s = luas permukaan perpindahan kalor (m²)

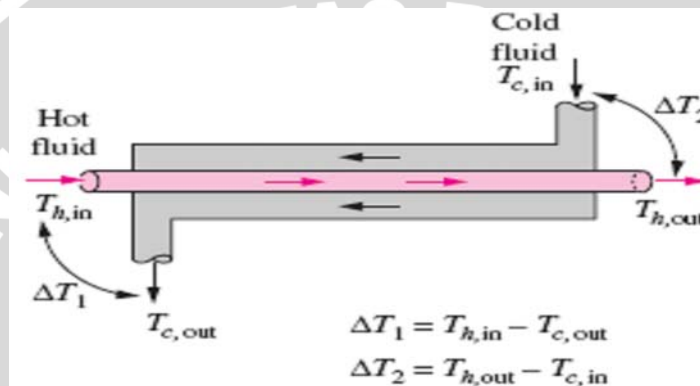
Nilai T_{lm} dari suatu alat penukar kalor akan berbeda-beda tergantung jenis dari alat penukar kalor yang digunakan. Adapun rumus T_{lm} untuk *counterflow heat exchanger* adalah sebagai berikut.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln (\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (\text{Cengel, 2003:681}) \quad (2-17)$$

Dimana : $\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,out}$ (K)

$\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,in}$ (K)

Ekspresi dari ΔT_1 dan ΔT_2 pada *counterflow heat exchanger* dapat dilihat pada gambar 2.15 berikut ini.



Gambar 2.15 Ekspresi ΔT_1 dan ΔT_2 pada *counterflow heat exchanger*
 Sumber : Cengel, *Heat Transfer A Practical Approach*, 2003:682

2.7.2 Efektivitas

Efektivitas alat penukar kalor didefinisikan sebagai perbandingan laju perpindahan kalor yang sebenarnya (nyata) terhadap laju perpindahan kalor maksimum yang mungkin sehingga efektivitas (ϵ) dari alat penukar kalor (*heat exchanger effectiveness*) dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\epsilon = \frac{\text{perpindahan kalor nyata}}{\text{perpindahan kalor maksimum yang mungkin}} \quad (\text{Cengel, 2003:690}) \quad (2-18)$$

Perpindahan kalor nyata (*actual*) dapat dihitung dari energi yang dilepaskan oleh fluida panas atau energi yang diterima oleh fluida dingin. Secara matematis dapat dituliskan sebagai berikut.

$$\dot{Q} = C_c (T_{c,out} - T_{c,in}) = C_h (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (\text{Cengel, 2003:690}) \quad (2-19)$$

$$C_c = \dot{m}_c C_{p,c} \quad \text{dan} \quad C_h = \dot{m}_h C_{p,h}$$

Dimana : \dot{Q} = Perpindahan kalor nyata (W)

\dot{m}_h = Laju massa fluida panas (kg/s)

\dot{m}_c = Laju massa fluida dingin (kg/s)

$C_{p,c}$ dan $C_{p,h}$ = Kalor spesifik fluida panas dan dingin (J/(kg.°C))

$T_{c,in}$ dan $T_{c,out}$ = Temperatur untuk fluida dingin masuk dan keluar (°C)

$T_{h,in}$ dan $T_{h,out}$ = Temperatur untuk fluida panas masuk dan keluar (°C)

C_c dan C_h = Kapasitas kalor fluida panas dan dingin (W/°C)

Perpindahan kalor maksimum akan didapat jika salah satu fluida mengalami perubahan temperatur sebesar perbedaan temperatur maksimum yang terdapat pada alat penukar kalor tersebut. Fluida yang mungkin mengalami perubahan temperatur maksimum adalah fluida yang $\dot{m}c$ -nya minimum. Jika fluida yang $\dot{m}c$ -nya maksimum dipilih sebagai fluida yang mengalami perubahan temperatur maksimum maka tentulah fluida yang $\dot{m}c$ -nya minimum akan mengalami perubahan temperatur yang lebih besar dari maksimum dan tentu saja ini tidak mungkin karena neraca energi mensyaratkan bahwa energi yang dilepas oleh fluida yang satu akan sama dengan energi yang diterima oleh fluida yang lain. Jadi, perpindahan kalor maksimum yang mungkin pada alat penukar kalor dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (\text{Cengel, 2003:691}) \quad (2-20)$$

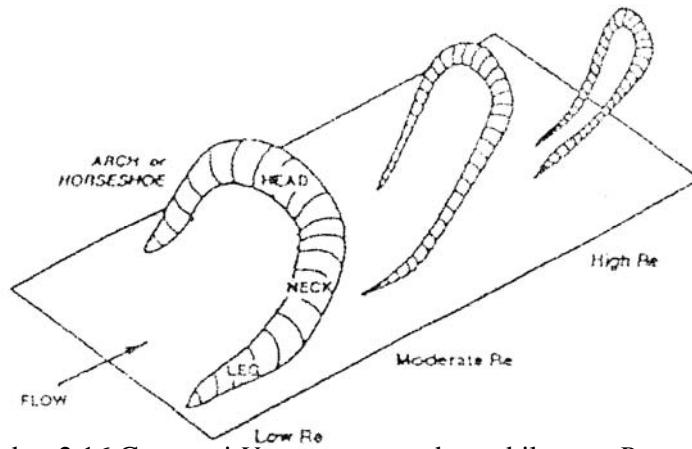
sehingga efektivitas dari suatu alat penukar kalor dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$\varepsilon = \frac{Q}{\dot{Q}_{max}} = \frac{C_h(T_{c,out} - T_{c,in})}{C_{min}(T_{h,in} - T_{c,in})} \quad (\text{Cengel, 2003:693}) \quad (2-21)$$

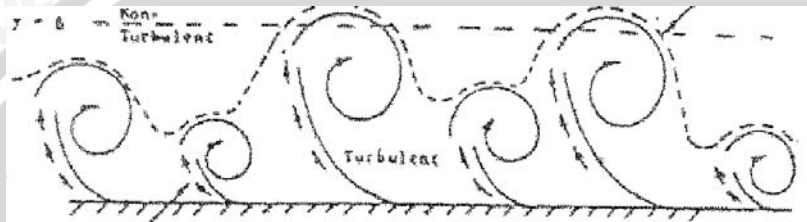
2.8 Aliran Vortex

Vortex didefinisikan sebagai massa aliran fluida yang partikel – partikelnya bergerak berputar. Dalam teori, gerak vortex dianggap terdapat pada fluida yang tidak viskos (*inviscid flow*), dimana aliran ini tidak mempunyai geseran dan gerakan kontinyu. Gerakan partikel fluida bergerak berputar disebabkan adanya perbedaan kecepatan antara lapisan – lapisan fluida yang bersebelahan dengan jarak tertentu. Perbedaan kecepatan ini akan menyebabkan puntiran (torsi) yang kemudian akan menyebabkan terjadinya *vortex* pada fluida tersebut. Diameter *vortex* akan mengecil karena adanya tekanan. Akan tetapi pusaran dari *vortex* semakin meningkat, sehingga momen inersia meningkat dan fluida tersebut akan mencari kestabilan baru.

Wujud *vortex* sebenarnya adalah tiga dimensi dan dapat berubah menurut nilai bilangan *Reynold*. Pada bilangan *Reynold* yang rendah *vortex* berbentuk seperti tapal kuda dan semakin tinggi harga bilangan *Reynold* maka *vortex* akan semakin meruncing.



Gambar 2.16 Geometri *Vortex* menurut besar bilangan *Reynolds*
 Sumber : Cengel, 2003 : 607



Gambar

2.17 *Vortex* 2 dimensi

Sumber : Cengel, 2003 : 619

Berikut adalah propertis dari aliran *vortex*:

- Pada aliran *vortex* tekanan fluida yang paling rendah terdapat pada pusat pusaran dimana fluida pada daerah tersebut memiliki kecepatan maksimum dan kemudian tekanan akan meningkat seiring dengan semakin jauhnya jarak lapisan fluida terhadap pusat pusaran.
- Pada pusat pusaran setiap aliran *vortex* memiliki *vortex line* dan setiap partikel pada aliran *vortex* akan beredar atau berputar (*circulating*) disekitar *vortex line*.
- Dua atau lebih aliran *vortex* yang mempunyai arah pusaran yang paralel serta beredar atau berputar (*circulating*) pada arah yang sama akan tergabung menjadi satu *vortex* yang lebih besar. Besar pusaran tersebut merupakan jumlah dari tiap pusaran yang menyusunnya.
- Aliran *vortex* mengandung banyak energi akibat adanya pusaran (*circular motion*) dari fluida. Pada fluida ideal, energi ini tidak akan hilang dan aliran *vortex* akan terus berlangsung, sedangkan pada fluida nyata memiliki viskositas yang menyebabkan energi tersebut melemah sehingga pada suatu saat aliran *vortex* akan berhenti.

2.9 Persamaan *Bernoulli*

2.9.1 Persamaan *Bernoulli* Untuk Fluida Ideal

Persamaan *Bernoulli* untuk fluida ideal menyatakan hukum kekekalan energi pada fluida. Dalam mendapatkan persamaan *Bernoulli* terdapat asumsi-asumsi yang

harus diperhatikan antara lain fluida dengan aliran *steady*, tidak memiliki viskositas (*frictionless flow*), massa jenis fluida (ρ) konstan (*incompressible*), sehingga tidak ada kehilangan energi selama fluida mengalir. Persamaan Bernoulli dapat dinyatakan sebagai berikut

$$\frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + g \cdot Z = \text{konstan} \quad (\text{Cengel, 2003:456}) \quad (2-22)$$

Jika persamaan 2-28 dibagi dengan percepatan gravitasi (g) maka akan didapat salah satu ruas dari persamaan *Bernoulli* yang mempunyai arti *Head*. *Head* adalah energi fluida tiap satuan berat fluida, sehingga Persamaan *Head*-nya menjadi :

$$\frac{P}{\rho \cdot g} + \frac{V^2}{2 \cdot g} + Z = H = \text{konstan} \quad (\text{Cengel, 2003:460}) \quad (2-23)$$

Dimana: P = Tekanan statis fluida (N/m^2)

V = Kecepatan fluida (m/s)

g = Percepatan gravitasi (m/s^2)

z = Elevasi terhadap datum yang sama (m)

ρ = Massa jenis fluida (kg/m^3)

2.9.2 Persamaan Bernoulli Untuk Fluida Real

Persamaan *Bernoulli* Untuk fluida *real* menggambarkan kesetimbangan energi seperti halnya hukum energi mekanik, tetapi mengikutsertakan kerugian-kerugian energi yang terjadi di dalam persamaan tersebut (Nekrasov, 1990: 60). Dalam persamaan ini di tampilkan *head losses* total (h) yang menyatakan kehilangan energi selama fluida mengalir.

Untuk aliran fluida *real* di dalam pipa ada beberapa hal yang harus diperhatikan, yaitu fluida memiliki viskositas yang menyebabkan distribusi kecepatan pada penampang melintang saluran tidak seragam dan mengakibatkan kehilangan energi (*head losses*), aliran diperlambat oleh gaya viskos dan adhesi antara molekul fluida dan dinding pipa. Variasi kecepatan terjadi ketika lapisan-lapisan fluida saling terpengaruh satu sama lain karena gaya gesek atau tegangan geser yang disebabkan perbedaan kecepatan antara lapisan fluida. Persamaan Bernoulli untuk fluida *real* dapat dinyatakan sebagai berikut, subskrip 1 dan 2 berturut-turut menyatakan sisi masuk dan sisi keluar pipa.

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{V_{m1}^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{V_{m2}^2}{2g} + \Sigma h \quad (\text{Nekrasov, 1990: 59}) \quad (2-24)$$

Dimana α = *kinetic energy corection factor* yaitu faktor koreksi untuk distribusi kecepatan fluida *real* yang tidak seragam.

2.10 Penurunan Tekanan

Pada aliran fluida berviskositas, akan terdapat berbagai *losses* yang terjadi diantaranya gesekan antara fluida dengan saluran maupun oleh adanya penghalang pada aliran tersebut. *Losses* tersebut akan mengakibatkan penurunan tekanan (*pressure drop*).

2.10.1 Head Losses

Head losses adalah energi yang hilang pada fluida ketika fluida mengalir. Besarnya *head losses* tergantung pada bentuk, ukuran, dan kekasaran saluran serta kecepatan dan viskositas fluida, tetapi tidak tergantung pada tekanan absolut. *Head losses* dibedakan menjadi dua macam, *major losses* dan *minor losses*

- *Major losses*

Kerugian pada aliran fluida yang disebabkan oleh gesekan antara fluida dengan dinding saluran. Besarnya *major losses* dapat dihitung dengan rumus berikut ini.

$$h_{ma} = f \frac{LV^2}{D2g} \quad (\text{W.F Hughes, 1967:89}) \quad (2-25)$$

Dimana :

- h_{ma} = *Major losses* (m)
- f = Koefisien gesekan
- L = Panjang pipa (m)
- V = Kecepatan fluida (m/s)
- D = Diameter pipa (m)
- g = Percepatan gravitasi bumi (m/s^2)

nilai D adalah diameter hidrolis, besarnya diameter hidrolis dapat dinyatakan sebagai berikut :

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (\text{Cengel 2003:444}) \quad (2-26)$$

Dimana :

- D_h = diameter hidrolis (m)
- A_c = luas penampang pipa (m)
- P = Perimeter yang basah (m)

- *Minor losses*

Kerugian pada aliran fluida yang disebabkan oleh adanya *vortex* dengan komponen atau alat yang terdapat pada saluran tersebut. Adapun yang termasuk alat atau komponen tersebut antara lain katup, saringan, perubahan luas penampang, *orifice*,

twisted tape yang dipasang pada saluran pipa dan sebagainya. Besarnya *minor losses* dapat dihitung dengan rumus di bawah ini.

$$h_{mi} = K \frac{v^2}{2g} \quad (\text{W.F Hughes, 1967:89}) \quad (2-27)$$

Dimana : h_{mi} = *Minor losses* (m)

K = Faktor kerugian komponen

Sehingga *head losses* (Σh) totalnya adalah :

$$\Sigma h = h_{ma} + \Sigma h_{mi} \quad (\text{Oslon, 1993:356}) \quad (2-28)$$

Dari kedua *losses* di atas dapat diambil suatu kesetaraan antara *minor losses* dan *major losses*, yaitu :

$$K_L \cdot \frac{v^2}{2g} = f \cdot \frac{L \cdot v^2}{D \cdot 2g} \Rightarrow L = \frac{K_L D}{f} \quad (\text{Oslon, 1993:357}) \quad (2-29)$$

Dari persamaan 2-32 jika dinyatakan dalam bentuk tekanan menjadi:

$$Z_1 \gamma + P_1 + \alpha_1 \frac{\rho V m_1^2}{2} = Z_2 \gamma + P_2 + \alpha_2 \frac{\rho V m_2^2}{2} + \Sigma h \gamma \quad (2-30)$$

$$\text{Jika } Z_1 = Z_2, \alpha_1 V m_1 = \alpha_2 V m_2$$

$$\text{Maka } P_1 - P_2 = \Sigma h \cdot \gamma \quad (2-31)$$

Besar penurunan tekanan (*pressure drop*) pada aliran fluida tersebut dapat diketahui dengan cara memasang dua buah *pietrometer* yang terhubung dengan sisi masuk dan keluar dari pipa sehingga akan dihasilkan beda ketinggian permukaan fluida referensi, besarnya penurunan tekanan tersebut dapat dinyatakan sebagai berikut.

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \rho \cdot g \cdot z \quad (\text{Oslon, 1993:56}) \quad (2-32)$$

Dimana : ρ = Massa jenis fluida referensi (kg/m^3)

g = Percepatan gravitasi bumi (m/s^2)

z = Beda ketinggian permukaan fluida referensi (m)

Besarnya penurunan tekanan akan berpengaruh terhadap daya pompa yang digunakan. Adapun hubungan antara penurunan tekanan dengan daya pompa dapat dinyatakan sebagai berikut.

$$\dot{W}_{\text{pump}} = \dot{V} \Delta p = \frac{\dot{m} \Delta p}{\rho} \quad (\text{Cengel, 2003:434}) \quad (2-33)$$

$$\text{Dengan: } \dot{V} = v_m A_c = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (\text{Cengel, 2003:434}) \quad (2-34)$$

Dimana : \dot{W}_{pump} = Tenaga pompa yang dibutuhkan (Watt)

p = Penurunan tekanan (N/m^2)

- \dot{V} = Laju volume alir fluida dalam pipa (m^3/s)
 \dot{m} = Laju aliran massa fluida (kg/s)
 v_m = kecepatan rata-rata fluida (m/s)
 A_c = luas penampang aliran fluida (m^2)
 = Massa jenis (kg/m^3)

Dalam penelitian ini penurunan tekanan (*pressure drop*) yang akan diteliti adalah *pressure drop* yang ditimbulkan oleh pemasangan *twisted tape* pada pipa bagian dalam dari *oil cooler* yang dialiri oli panas.

2.11 *Twisted Tape*

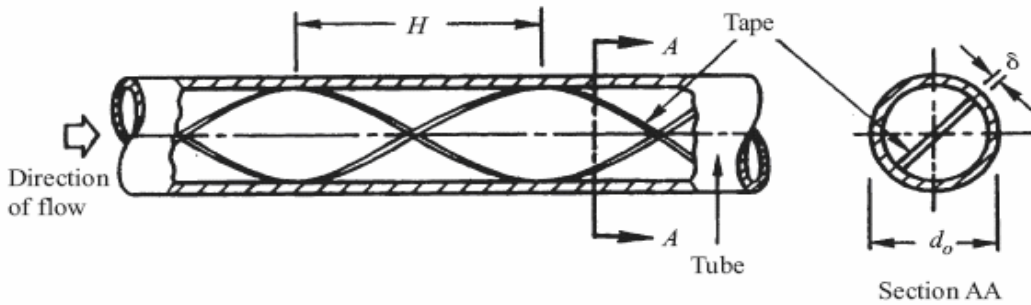
Salah satu cara untuk meningkatkan turbulensi aliran fluida pipa adalah dengan menggunakan *insert*, yaitu isian material yang dapat membuat aliran di dalam pipa menjadi turbulen. *Insert* diharapkan dapat membuat koefisien perpindahan kalor sebuah alat penukar kalor menjadi lebih tinggi yang nantinya akan meningkatkan nilai efektifitas dari alat penukar kalor tersebut. *Insert* yang ingin diteliti pada penelitian ini berbentuk pilinan plat yang diputar (*twisted tape*). Alat penukar kalor dengan *twisted tape* ini termasuk pada klasifikasi metode pasif – *swirl flow devices* (alat pemuntir aliran). Alat ini adalah alat yang paling efektif dan paling banyak digunakan untuk aliran fasa tunggal. Desain metode ini dan aplikasinya telah dimulai lebih dari satu abad yang lalu. Telah diketahui juga bahwa alat ini dapat meningkatkan koefisien perpindahan panas dengan signifikan dengan nilai penurunan tekanan (*pressure drop*) yang relatif kecil. (Lopina & Bergles, 1969). Parameter dari *twisted tape* digambarkan dengan bilangan tak berdimensi, *twist ratio* (y) yang dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$y = \frac{H}{d}$$

Dimana : H = *twist pitch* (m)

d = lebar plat (m)

Karakteristik geometrik dari alat ini seperti ditunjukkan pada Gambar 2.18 termasuk *twist pitch* (H), ketebalan tape (t), dan lebar tape (w).



Gambar 2.18 Tube yang telah dipasang *Twisted Tape*
 Sumber : http://www.ccitonline.com/mekanikal/tiki-view_blog.php

Dengan adanya pusaran dan olakan-olakan (*vortex*) pada aliran fluida tersebut maka akan meningkatkan difusivitas termal pada fluida tersebut, sehingga akan meningkatkan transfer kalor pada aliran tersebut. Pada aliran yang sepenuhnya turbulen terdapat viskositas pusaran (*eddy viscosity*) dan konduktivitas termal pusaran (*eddy thermal conductivity*) dimana sifat-sifat pada pusaran ini nilainya mungkin sampai sepuluh kali lebih besar dari nilai molekular (Holman, 1984: 220). Adapun hubungan antara difusivitas termal dan laju perpindahan kalor dapat dilihat pada persamaan berikut ini:

$$\left(\frac{Q}{A}\right)_{turb} = -\rho C_p \epsilon_M \frac{\partial T}{\partial y} \quad (\text{Holman, 1984:224}) \quad (2-35)$$

Dimana :

- $\left(\frac{Q}{A}\right)_{turb}$ = flux kalor pada aliran turbulen (W/m²)
- ρ = massa jenis fluida (kg/m³)
- C_p = kalor spesifik pada tekanan konstan (J/kg.°C)
- ϵ_M = difusivitas pusaran (m²/s)
- $\frac{\partial T}{\partial y}$ = gradient temperatur pada arah sumbu y (°C/m)

Berdasarkan persamaan di atas dapat disimpulkan bahwa terjadinya pusaran dalam suatu aliran akan meningkatkan laju perpindahan kalor. Jarak *pitch* yang lebar pada *twisted tape* akan memberikan kesempatan pada fluida yang menyusuri permukaan untuk saling bercampur serta berinteraksi melakukan perpindahan kalor dan akhirnya terlempar oleh gaya *centrifugal* untuk selanjutnya melakukan perpindahan kalor ke dinding pipa.

2.12 Hipotesa

Semakin menurunnya *twist ratio* pada *twisted tape*, maka akan menimbulkan aliran berpusar (*vortex*) yang kemudian mempengaruhi meningkatnya koefisien perpindahan kalor menyeluruh, sehingga mengakibatkan laju perpindahan kalor yang ditransfer juga akan semakin meningkat, namun kerugian tekanan (*pressure drop*) yang terjadi juga ikut bertambah.



UNIVERSITAS BRAWIJAYA

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Metode Penelitian

Metode penelitian yang digunakan adalah metode penelitian eksperimental nyata (*true experimental research*). Jenis penelitian ini digunakan untuk menguji pengaruh dari

suatu perlakuan atau desain baru terhadap proses. Dengan cara ini akan di uji pengaruh variasi *twist ratio of twisted tape* terhadap laju perpindahan kalor dan penurunan tekanan pada *concentric tube counter flow oil cooler*. Untuk mendapatkan data-data dan informasi tambahan diperoleh melalui kajian literatur dari buku dan jurnal penelitian

3.2 Tempat dan Waktu Penelitian

Penelitian dilakukan di Laboratorium Mesin-mesin Fluida Fakultas Teknik Jurusan Mesin Universitas Brawijaya bulan Oktober 2009 sampai selesai.

3.3 Variabel Penelitian

1. Variabel bebas

Variabel bebas adalah variabel yang nilainya bebas ditentukan sebelum penelitian. Dalam penelitian ini variabel bebas yang digunakan adalah

- Debit *acted fluid* (oli) pada pipa dalam divariasikan dari 8 liter/menit hingga 12 liter/menit dengan kenaikan masing-masing 1 liter/menit.

2. Variabel terkontrol

Variabel terkontrol adalah variabel yang nilainya ditentukan oleh peneliti dan dikondisikan konstan. Dalam penelitian ini variabel terkontrolnya adalah:

- *twist ratio of twisted tape* (y) sebesar 5,65; 7,83; 10

3. Variabel terikat

Variabel terikat adalah variabel yang nilainya tergantung dari variabel bebas. Dalam penelitian ini variabel terikat adalah:

- laju perpindahan kalor dan efektivitas
- penurunan tekanan

3.4 Alat-alat Penelitian

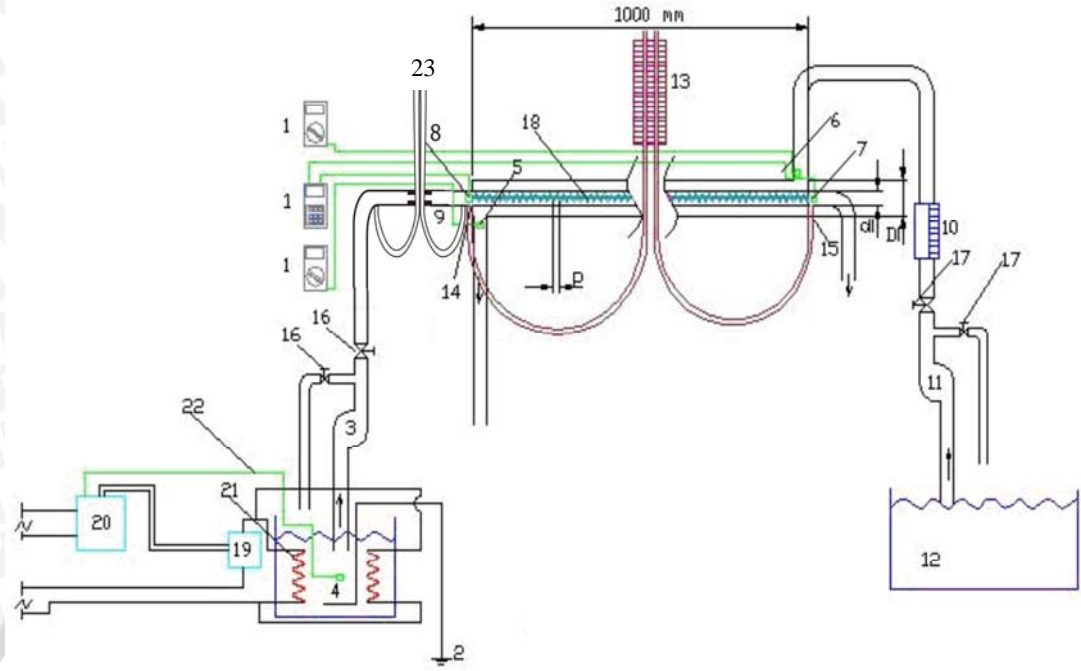
3.4.1 Alat Utama

Peralataan yang digunakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. *Concentric tube heat exchanger* dengan spesifikasi sebagai berikut :

- Pipa dalam (*inner tube*) yang digunakan adalah pipa dari bahan tembaga paduan CEM ASTM B88 TYPE M dimana diameter dalam (D_i) 26.4 mm, tebal pipa 1 mm, dan panjang pipa (L) 1000 mm.
- Pipa luar (*outer tube*) yang digunakan adalah pipa dari bahan PVC (*polivinyll chloride*) dengan diameter dalam (D_i) 46 mm, tebal pipa 1.5 mm, dan panjang pipa (L) 1000 mm.

Susunan instalasi pengujian yang digunakan adalah sebagai berikut :



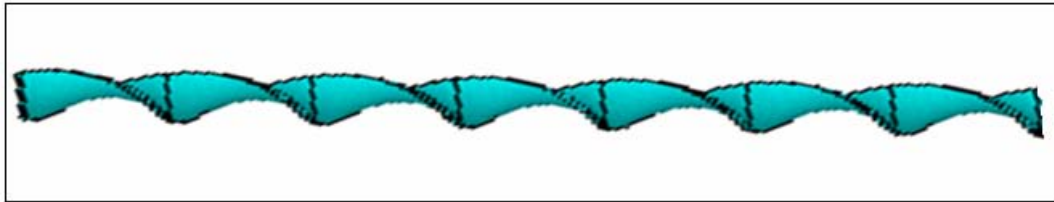
Gambar 3.1 Susunan instalasi pengujian

Keterangan gambar:

1. Digital thermometer
 2. Ground
 3. Pompa untuk oli panas
 4. Bak oli panas
 5. Thermocouple
 6. Thermocouple
 7. Thermocouple
 8. Thermocouple
 9. orifice
 10. Flowmeter
 11. Pompa untuk air dingin
 12. Bak air dingin
 13. Manometer
 14. Pengukuran tekanan masuk
 15. Pengukuran tekanan keluar
 16. kran pengatur debit oli panas
 17. kran pengatur debit air dingin
 18. twisted tape
 19. Magnetic contactor
 20. Thermocontrol
 21. Heater
 22. Thermocouple
 23. Manometer
- p = jarak pitch
 Di = diameter dalam pipa air dingin
 di = diameter dalam pipa oli panas

2. Spesimen Uji

Spesimen uji yang digunakan dalam penelitian ini adalah *twisted tape* yang terbuat dari plat besi. Bentuk dari alat tersebut dapat dilihat pada gambar 3.3 berikut:



Gambar 3.2 Desain *twisted tape*

3.4.2 Peralatan Bantu Pengujian

Adapun peralatan bantu pengujian terdiri dari sensor dan peralatan pendukung lainnya.

a) Sensor

- *Thermocouple* digunakan untuk mengubah suatu besaran fisis berupa temperatur menjadi bentuk elektris berupa beda potensial, *thermocouple* yang digunakan adalah *thermocouple* dengan tipe K.

b) Peralatan pendukung

- *Digital thermometer*, Alat ini berfungsi mengubah data elektris dari *thermocouple* menjadi data temperatur dengan tampilan *digital*, alat ini juga dapat menyimpan data hasil pengukuran. Ada dua jenis *digital thermometer* yang digunakan dalam penelitian ini, adapun spesifikasi dari *digital thermometer* yang digunakan adalah sebagai berikut:

- *Digital thermometer* pada aliran pipa oli panas
 - Merek : APPA-55 II
 - *Maximum Reading rate* : 1 sec/reading
 - Ketelitian pembacaan : 0.1 °C
 - *Measurement range* : -99.9 °C – 999.9 °C
 - *Input thermocouple* : 2 chanel type K
- *Digital thermometer* pada aliran pipa air dingin
 - Merek : PROACE M890G
 - *Reading rate* : 1 sec/reading

- Ketelitian pembacaan : 1 °C
- *Measurement range* : -40 °C – 1000 °C
- *Input thermocouple* : 1 chanel type K
- *Thermocontroller*, berfungsi untuk menjaga temperatur oli panas tetap konstan pada temperatur tertentu dengan cara mengatur kerja dari *magnetic contactor*. adapun spesifikasi dari *thermocontroller* yang digunakan adalah sebagai berikut:
 - Merek : RKC MF-65B1M-M
 - *Range* pengaturan : 0 °C - 399 °C
 - Ketelitian pembacaan : 1 °C
 - *Input thermocouple* : 1 chanel type K
- *Magnetic contactor*, berfungsi untuk memutus atau menyambung aliran listrik menuju *heater*, kinerja alat ini diatur oleh *thermocontroller* yang terhubung dengan *thermocouple* sebagai sensor temperatur, adapun spesifikasi dari *thermocontroller* yang digunakan adalah sebagai berikut:
 - Merek : MITSUBISHI
 - Type : S-N10
- *Heater*, menkonversikan energi listrik menjadi energi panas, *heater* digunakan untuk memanaskan oli pada reservoir oli panas sampai dengan temperatur tertentu
- *Manometer*, digunakan untuk mengukur perbedaan tekanan pada sisi masuk dan sisi keluar pipa yang dialiri oli panas, digunakan 2 buah manometer yang masing-masing terhubung ke saluran masuk oli panas dan saluran keluar oli panas, sedangkan ujung manometer yang lain terbuka ke atmosfer, perbedaan tekanan tersebut ditunjukkan oleh perbedaan ketinggian permukaan air dari kedua buah manometer yang digunakan.
- Pompa, digunakan untuk mengalirkan fluida pada pipa dalam maupun pipa luar dari *heat exchanger*, spesifikasi pompa untuk air dingin serta air panas yang digunakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:
 - Pompa pada aliran pipa oli panas:
 - Merek : KYOMIZU
 - Daya : 0,125 kW
 - Kapasitas : 42 l/menit

- Head : 37 m
- Pompa pada aliran pipa air dingin:
 - Merek : KYOMIZU
 - Daya : 0,125 kW
 - Kapasitas : 42 l/menit
 - Head : 37 m
- *Flowmeter*, Alat ini digunakan untuk mengetahui debit aliran yang mengalir pada pipa luar maupun pipa dalam dari *heat exchanger* agar lebih mudah untuk menjaga debit aliran selalu konstan pada debit tertentu.

3.5 Prosedur penelitian

Prosedur penelitiannya meliputi persiapan yaitu :

1. Menyiapkan instalasi penelitian dengan berbagai variasi *twist ratio* dari *twisted tape*.
2. Memanaskan oli menggunakan *heater* sampai dengan temperatur 50 °C, sebagai persiapan oli panas.
3. Pengecekan kondisi alat ukur meliputi manometer dan sensor beserta alat pendukungnya.

Pelaksanaan percobaan :

1. Memasang semua instalasi penelitian pada alat penukar kalor, dengan tidak memasang penghalang aliran pada *inner tube*.
2. Menghidupkan kedua pompa dan mengatur debit air dingin maupun oli panas sesuai dengan ketentuan.
3. Setelah keadaan mencapai kondisi *steady*, mengambil data temperatur masuk dan temperatur keluar air dingin maupun oli panas untuk tiap-tiap variasi debit oli panas.
4. Mengambil data perbedaan ketinggian permukaan air dari kedua *pietzometer* untuk tiap variasi debit oli panas.
5. Mengulangi langkah 1 sampai 4 dengan memasang berbagai variasi *twist ratio of twisted tape* yang telah ditentukan pada *inner tube*.
6. Data kemudian diolah serta dilakukan analisa mengenai pengaruh variasi *twist ratio of twisted tape* terhadap laju perpindahan kalor, penurunan tekanan (*pressure drop*) serta efektivitasnya yang dihubungkan dengan dasar teori.
7. Menarik kesimpulan dari penelitian yang telah dilakukan.

3.6 Rancangan Penelitian

Dalam penelitian ini akan dilakukan pengambilan data variabel bebas, yaitu temperatur keluar air panas dan temperatur keluar air dingin untuk tiap-tiap variasi debit air panas pada tiap-tiap variasi *twist ratio of twisted tape*. Pengambilan data temperatur dilakukan secara bersamaan untuk semua peletakan sensor temperatur. Untuk mengetahui *pressure drop* pada aliran air panas dilakukan dengan pembacaan beda ketinggian permukaan air pada manometer yang terhubung dengan saluran masuk dengan atmosfer. Adapun rencana pengambilan data dalam bentuk tabel dapat dilihat pada tabel 3.1 dan 3.2 di bawah ini :

Contoh data beda temperatur (T) dan tekanan pada *oil cooler*

Tabel 3.1 Data beda temperatur (T (°C))

<i>Twist ratio</i>			
Debit (\dot{V})	5,65	7,83	10
8 (L/mnt)	?	?	?
9 (L/mnt)	?	?	?
10 (L/mnt)	?	?	?
11 (L/mnt)	?	?	?
12 (L/mnt)	?	?	?

Tabel 3.2 Data beda tekanan (P)

Data beda tekanan yang dihitung dengan beda ketinggian pada manometer Δh (mm)

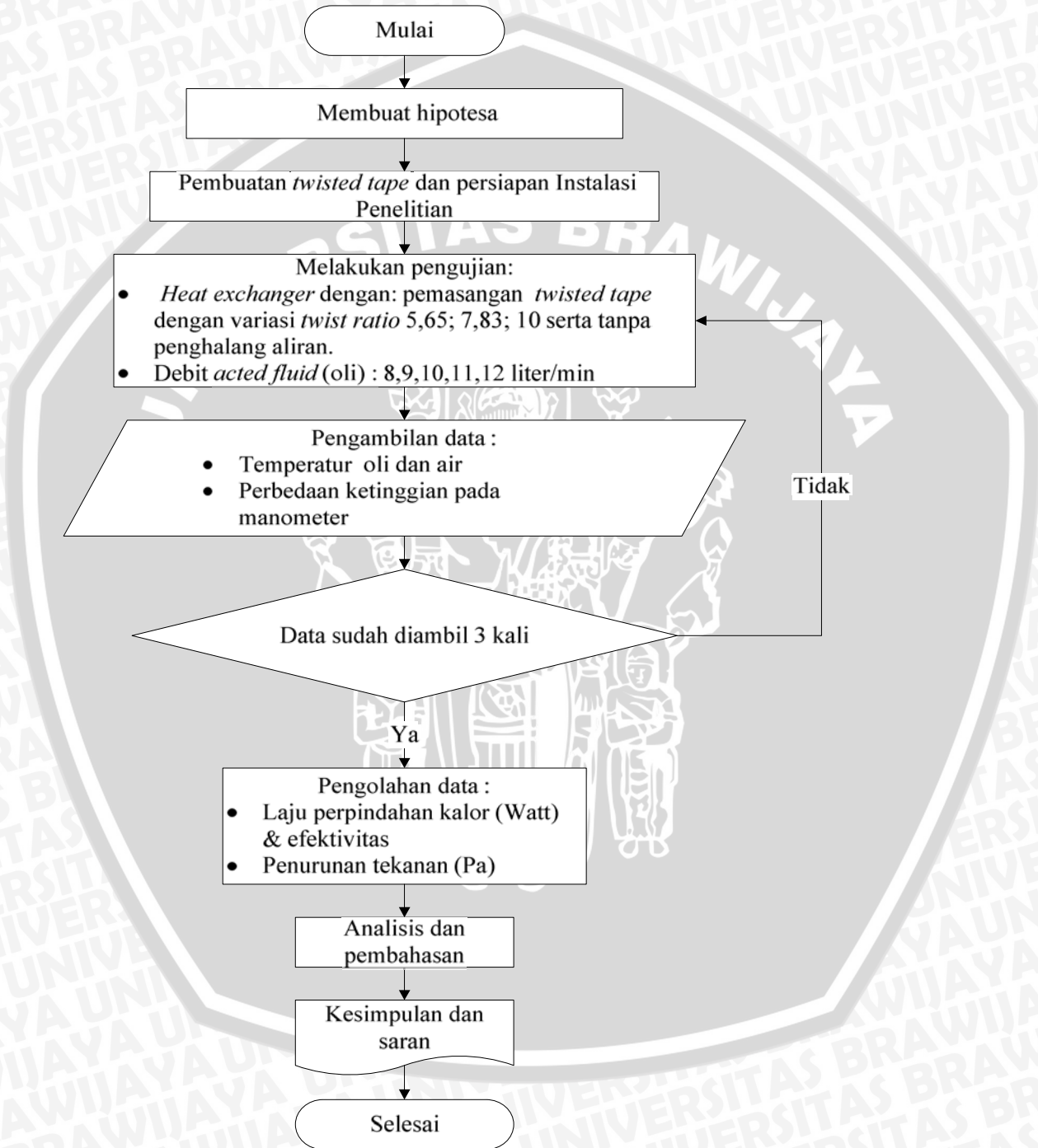
<i>Twist ratio</i>			
Debit (\dot{V})	5,65	7,83	10
8 (L/mnt)	?	?	?
9 (L/mnt)	?	?	?
10 (L/mnt)	?	?	?
11 (L/mnt)	?	?	?
12 (L/mnt)	?	?	?

Dimana :

\dot{V} = debit oli panas (m³/s)

- T = beda temperatur dari keluaran fluida panas dan dingin ($^{\circ}\text{C}$)
 Δh = perbedaan tinggi permukaan fluida referensi pada manometer (mm)

3.7 Alur Tahapan Penelitian



Gambar 3.3 Diagram alir penelitian

BAB IV DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Analisis Data

4.1.1 Data Hasil Pengujian

Data hasil pengujian pengaruh variasi *twist ratio of twisted tape* terhadap laju perpindahan kalor dan penurunan tekanan pada *concentric tube counter flow oil cooler* dapat dilihat pada lampiran 1 sampai dengan lampiran 4.

- Data pengujian *concentric tube counter flow oil cooler* tanpa pemasangan *twisted tape* ditunjukkan pada tabel 4.1 berikut :

Tabel 4.1 Data hasil pengujian tanpa *twisted tape*

No	acted fluid (oli)				acting fluid (air)				P (Pa)	(%)	U (W/m ² °C)	q (Watt)
	Q (L/mnt)	T _{in} (°C)	T _{out} (°C)	q (Watt)	Q (L/mnt)	T _{in} (°C)	T _{out} (°C)	q (Watt)				
1	8	50	45.33	794.31	16	24.17	24.83	740.28	217.36	20.21	778.16	767.29
2	9	50	45.33	893.60	16	24.00	24.83	925.37	222.86	21.16	918.86	909.48
3	10	50	45.00	1062.96	16	24.00	25.00	1110.42	231.14	22.78	1110.11	1086.69
4	11	50	44.50	1284.65	16	24.17	25.33	1295.39	244.95	24.78	1347.88	1290.02
5	12	50	44.17	1485.19	16	24.33	25.67	1480.34	253.23	26.30	1579.09	1482.77

- Data pengujian *concentric tube counter flow oil cooler* dengan pemasangan *twist ratio of twisted tape 5,65* ditunjukkan pada tabel 4.2 berikut :

Tabel 4.2 Data hasil pengujian dengan pemasangan *twisted tape* dengan *twist ratio 5,65*

No	acted fluid (oli)				acting fluid (air)				P (Pa)	(%)	U (W/m ² °C)	q (Watt)
	Q (L/mnt)	T _{in} (°C)	T _{out} (°C)	q (Watt)	Q (L/mnt)	T _{in} (°C)	T _{out} (°C)	q (Watt)				
1	8	50	37.83	2126.65	16	24.17	26.17	2204.58	979.35	59.30	2776.29	2165.62
2	9	50	37.83	2392.49	16	24.17	26.33	2388.93	995.91	58.19	3076.62	2390.71
3	10	50	37.67	2693.17	16	25.00	27.50	2753.63	1015.28	61.69	3729.25	2723.40
4	11	50	36.83	3153.51	16	25.17	28.00	3121.23	1076.29	65.28	4513.50	3137.37
5	12	50	36.00	3647.30	16	24.83	28.17	3675.49	1106.98	69.16	5393.98	3661.40

- Data pengujian *concentric tube counter flow oil cooler* dengan pemasangan *twist ratio of twisted tape* 7,83 ditunjukkan pada tabel 4.3 berikut :

Tabel 4.3 Data hasil pengujian dengan pemasangan *twisted tape* dengan *twist ratio* 7,83

No	acted fluid (oli)				acting fluid (air)				P (Pa)	(%)	U (W/m ² °C)	q (Watt)
	Q (L/mnt)	T _{in} (°C)	T _{out} (°C)	q (Watt)	Q (L/mnt)	T _{in} (°C)	T _{out} (°C)	q (Watt)				
1	8	50	40.50	1712.02	16	25.50	27.00	1663.19	939.84	48.47	2113.24	1687.60
2	9	50	40.67	1895.68	16	25.17	26.83	1849.41	970.10	47.14	2300.41	1872.54
3	10	50	40.00	2240.99	16	25.67	27.67	2213.62	995.14	51.60	2893.78	2227.30
4	11	50	39.83	2502.04	16	25.50	27.83	2582.51	1025.52	53.20	3316.30	2542.27
5	12	50	39.17	2890.43	16	25.83	28.50	2947.48	1039.55	56.88	4002.26	2918.95

- Data pengujian *concentric tube counter flow oil cooler* dengan pemasangan *twist ratio of twisted tape* 10 ditunjukkan pada tabel 4.4 berikut :

Tabel 4.4 Data hasil pengujian dengan pemasangan *twisted tape* dengan *twist ratio* 10

No	acted fluid (oli)				acting fluid (air)				P (Pa)	(%)	U (W/m ² °C)	q (Watt)
	Q (L/mnt)	T _{in} (°C)	T _{out} (°C)	q (Watt)	Q (L/mnt)	T _{in} (°C)	T _{out} (°C)	q (Watt)				
1	8	50	43.33	1129.33	16	25.00	26.00	1095.20	814.99	30.45	1238.96	1112.26
2	9	50	43.17	1301.73	16	25.00	26.17	1279.62	842.57	31.42	1449.25	1290.68
3	10	50	43.17	1446.37	16	25.33	26.67	1462.65	861.85	32.30	1666.08	1454.51
4	11	50	42.67	1705.38	16	25.83	27.33	1644.86	903.31	34.57	2002.42	1675.12
5	12	50	42.17	1984.87	16	25.17	27.00	2016.45	939.28	36.88	2362.23	2000.66

4.1.2 Contoh Perhitungan

Berikut ini contoh perhitungan data pengujian *concentric tube counter flow oil cooler* dengan pemasangan *twist ratio of twisted tape* 10 :

Debit *acted fluid* (oli) : 12 L/mnt

Debit *acting fluid* (air) : 16 L/mnt

- Perhitungan laju perpindahan kalor (q) :

Besarnya energi kalor melalui sebuah sistem tertutup dapat dinyatakan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 q &= m \cdot C_p \cdot T \text{ (pers. 2.1)} \\
 &= m \cdot (C_{p_{in}} \cdot T_{in} - C_{p_{out}} \cdot T_{out}) \\
 &= \dot{Q} \cdot (C_{p_{in}} \cdot T_{in} - C_{p_{out}} \cdot T_{out})
 \end{aligned}$$

Massa jenis () ditentukan dari interpolasi temperatur rata-rata oli (T_{fh}) dan temperatur rata-rata air (T_{fc}) yaitu sebagai berikut :

Temperatur rata-rata oli (T_{fh}) :

$$T_{fh} = (T_{h,in} + T_{h,out}) / 2$$

$$= (50 + 42,17) / 2 = 46,08 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Temperatur rata-rata air (T_{fc}) :

$$\begin{aligned} T_{fc} &= (T_{c,in} + T_{c,out}) / 2 \\ &= (25,17 + 27,00) / 2 \\ &= 26,08 \text{ }^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

Interpolasi properti massa jenis oli () pada temperatur $T_{fh} = 46,08 \text{ }^{\circ}\text{C}$

$$\begin{aligned} &= (((46,08 - 45) / (50 - 45)) \times (840 - 843)) + 843 \\ &= 842,35 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

Interpolasi properti massa jenis air () pada temperatur $T_{fc} = 26,08 \text{ }^{\circ}\text{C}$

$$\begin{aligned} &= (((26,08 - 21,11) / (32,22 - 21,11)) \times (994,90 - 997,40)) + 997,40 \\ &= 996,28 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

sehingga besarnya laju perpindahan kalor pada aliran oli (q_h) dan aliran air (q_c) :

$$\begin{aligned} q_h &= \dot{m}_h \cdot (C_{p,h,in} \cdot T_{h,in} - C_{p,h,out} \cdot T_{h,out}) \\ &= 842,35 \times (12 / 60000) \times ((1329,06 \times 50) - (1296,55 \times 42,17)) \\ &= 1984,87 \text{ Watt} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_c &= \dot{m}_c \cdot (C_{p,c,out} \cdot T_{c,out} - C_{p,c,in} \cdot T_{c,in}) \\ &= 996,28 \times (16 / 60000) \times ((4176,35 \times 27,00) - (4179 \times 25,17)) \\ &= 2016,45 \text{ Watt} \end{aligned}$$

Besarnya laju perpindahan kalor nyata yang terjadi pada *oil cooler* dapat dinyatakan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} q &= U \cdot A \cdot \Delta T_m \\ &= \frac{\Delta T_m}{(h_i \cdot A_i)^{-1} + \ln(d_o / d_i) (2\pi k L)^{-1} + (h_o \cdot A_o)^{-1}} \end{aligned}$$

Berdasarkan hukum kekekalan energi, maka besarnya laju perpindahan kalor yang terdapat di dalam *oil cooler* adalah tetap yaitu $q_h = q_c = q$. Pada kenyataannya terdapat perbedaan yang tidak terlalu signifikan antara q_h dan q_c . Oleh karena itu untuk menentukan q diperoleh dari nilai rata-rata q_h dan q_c yaitu sebagai berikut :

$$\begin{aligned} q &= \frac{(q_h + q_c)}{2} \\ &= \frac{(1984,87 + 2016,45)}{2} \\ &= 2000,66 \text{ Watt} \end{aligned}$$

Perhitungan *Log Mean Temperature Difference* (T_m)

$$\begin{aligned}\Delta T_m &= \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})}{\ln[(T_{h,in} - T_{c,out}) / (T_{h,out} - T_{c,in})]} \\ &= \frac{(50 - 27,00) - (42,17 - 25,17)}{\ln[(50 - 27,00) / (42,17 - 25,17)]} \\ &= 19,85\end{aligned}$$

Perhitungan koefisien perpindahan kalor menyeluruh (U)

$$U = \frac{q}{A \times \Delta T_m}$$

Jika,

$$U \cdot A = \frac{1}{(h_i \cdot A_i)^{-1} + \ln(d_0 / d_1)(2\pi k L)^{-1} + (h_o \cdot A_o)^{-1}}$$

maka,

$$\begin{aligned}A &= \frac{1}{(A_i)^{-1} + (2\pi L)^{-1} + (A_o)^{-1}} \\ &= \frac{1}{(\pi \cdot d_i \cdot L)^{-1} + (2\pi L)^{-1} + (\pi \cdot d_o \cdot L)^{-1}} \\ &= \frac{1}{(\pi \cdot 0,0264 \cdot 1)^{-1} + (2 \cdot \pi \cdot 1)^{-1} + (\pi \cdot 0,0284 \cdot 1)^{-1}} \\ &= 0,0427 \text{ m}^2\end{aligned}$$

sehingga,

$$\begin{aligned}U &= \frac{2000,66}{0,0427 \times 19,85} \\ &= 2362,23 \text{ W/m}^2\text{°C}\end{aligned}$$

➤ Perhitungan penurunan tekanan (*pressure drop*) :

Besarnya penurunan tekanan pada aliran *acted fluid* (oli) dihitung dengan pers. 2-32 yaitu sebagai berikut :

$$\begin{aligned}\Delta P &= P_1 - P_2 \\ &= \rho \cdot g \cdot z \\ &= 842,35 \times 9,81 \times (11,37 / 100) \\ &= 939,28 \text{ Pascal}\end{aligned}$$

➤ Perhitungan Efektivitas

Berdasarkan rumus pada (Pers. 2-18) maka besarnya efektivitas pada *oil cooler*

$$\text{Efektivitas } \varepsilon = \frac{\text{perpindahan kalor nyata}}{\text{perpindahan kalor maksimum yang mungkin}}$$
$$= \frac{q}{q_{\max}}$$

sedangkan

$$q_{\max} = C_{\min} (T_{h,in} - T_{c,in})$$

dan

$$C_c = \dot{m}_c C_{p,c} \quad ; \quad C_h = \dot{m}_h C_{p,h}$$

sehingga

$$C_c = 0,266 \times 4176,35 = 1109,55 \text{ Watt/}^\circ\text{C}$$

$$C_h = 0,168 \times 1296,55 = 218,43 \text{ Watt/}^\circ\text{C}$$

Dalam kasus ini C_{\min} terjadi pada aliran oli panas (218,43 Watt / °C), sehingga laju kalor maksimum adalah :

$$q_{\max} = C_{\min} (T_{h,in} - T_{c,in})$$
$$= 218,43 \cdot (50 - 25,17) = 5424,36 \text{ Watt}$$

Dengan menggunakan oli panas sebagai acuan, maka perpindahan kalor nyata (q) sebesar : 2000,66 Watt

Jadi besarnya efektivitas dari alat penukar kalor ini adalah :

$$\text{Efektivitas } \varepsilon = \frac{\text{perpindahan kalor nyata}}{\text{perpindahan kalor maksimum yang mungkin}}$$
$$= \frac{q}{q_{\max}}$$
$$= \frac{2000,66}{5424,36}$$
$$= 0,3688$$
$$= 36,88 \%$$

Langkah-langkah perhitungan di atas berlaku juga untuk debit dan *twist ratio* yang berbeda sebagaimana data pengujiannya telah ditunjukkan pada tabel 4.1 sampai dengan tabel 4.4 di atas.

4.2 Analisa Grafik dan Pembahasan

4.2.1 Grafik Hubungan Variasi Debit Oli Terhadap Laju Perpindahan Kalor dengan *Twist Ratio of Twisted Tape* yang Berbeda

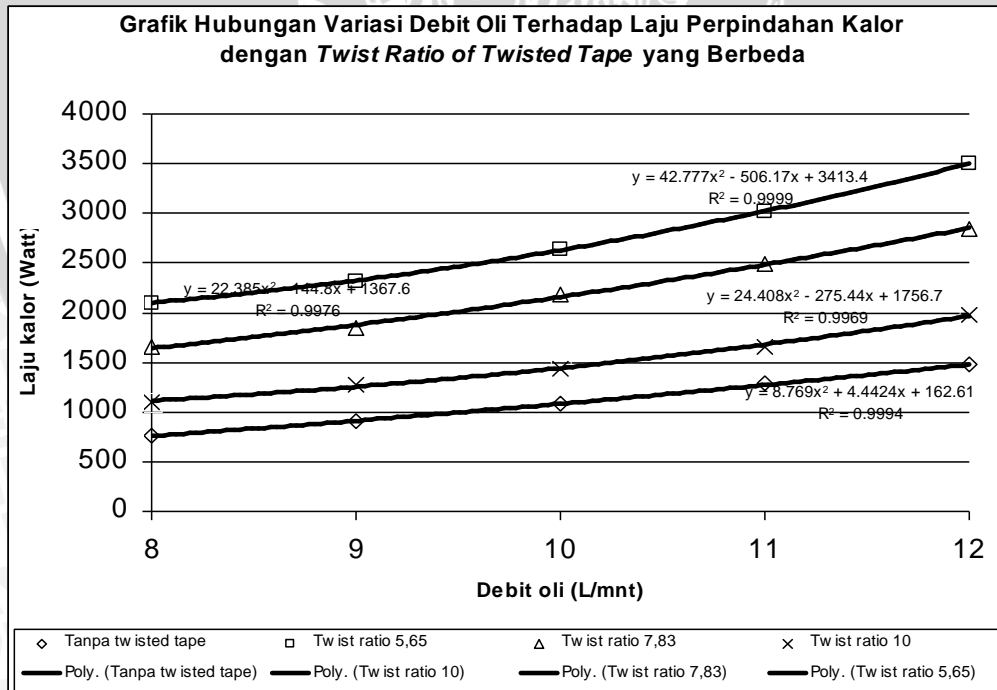
Dari grafik di bawah ini dapat dilihat bahwa pada *concentric tube counter flow oil cooler* tanpa pemasangan maupun dengan pemasangan variasi *twisted tape*, peningkatan laju perpindahan kalor terjadi seiring dengan bertambahnya debit aliran oli panas. Pada *tube* tanpa pemasangan *twisted tape*, laju kalor terkecil terjadi pada debit 8 L/mnt yaitu sebesar 767,29 Watt dan laju kalor terbesar terjadi pada debit 12 L/mnt yaitu sebesar 1482,77 Watt. Peningkatan laju kalor ini disebabkan meningkatnya kecepatan rata-rata aliran sebagai akibat bertambahnya debit oli.

Berdasarkan persamaan $Re = \frac{V \cdot D_h}{\nu}$, maka kecepatan rata-rata aliran berbanding

lurus dengan bilangan *Reynold* (Re). Bilangan *Reynold* sendiri berbanding lurus dan merupakan fungsi dari bilangan *Nusselt* (Nu). Sesuai dengan persamaan

$h = \frac{Nu \cdot k}{D_h}$, maka bilangan *Nusselt* berbanding lurus dengan koefisien perpindahan

kalor konveksi (h) yang pada akhirnya juga akan berbanding lurus dan memperbesar laju perpindahan kalor.



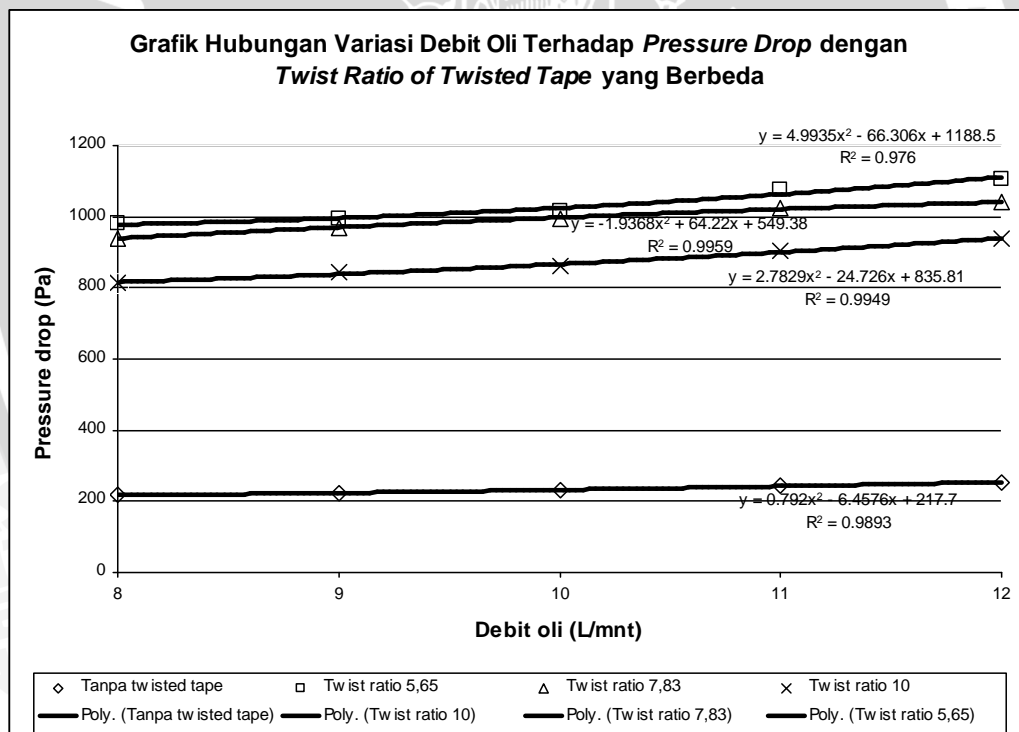
Gambar 4.1 Grafik hubungan variasi debit oli terhadap laju perpindahan kalor dengan *twist ratio of twisted tape* yang berbeda

Pada grafik terlihat perbedaan besarnya laju perpindahan kalor dengan debit oli yang sama antara tube tanpa pemasangan *twisted tape* dengan *tube* yang telah dipasang variasi *twist ratio of twisted tape*. Laju kalor yang dihasilkan *tube* yang dipasang *twisted tape* lebih besar dibandingkan dengan *tube* yang tanpa menggunakan *twisted tape*. Laju kalor terbesar sampai yang terkecil berturut-turut: *twist ratio* 5,65 – *twist ratio* 7,83 – *twist ratio* 10 – tanpa *twisted tape*. Hal ini disebabkan kecepatan rata-rata aliran oli panas pada *tube* yang dipasang *twisted tape* nilainya lebih besar dibandingkan dengan *tube* tanpa *twisted tape*. Semakin kecil *twist ratio* dari *twisted tape*, maka *streamline* dari fluida semakin rapat dengan luasan yang mengecil, sehingga kecepatan rata-rata alirannya semakin meningkat pula. Kecepatan rata-rata ini kemudian mempengaruhi peningkatan bilangan *Reynold*, bilangan *Nusselt*, koefisien perpindahan kalor konveksi, koefisien perpindahan kalor menyeluruh, dan laju perpindahan kalor.

Pemasangan *twisted tape* juga akan menyebabkan potensi terjadinya olakan-olakan yang lebih besar pada aliran oli panas tersebut. Hal ini akan meningkatkan intensitas turbulensi pada aliran, sehingga laju perpindahan kalor konveksi akan lebih tinggi. Berdasarkan persamaan $\left(\frac{q}{A}\right)_{urb} = -\rho.Cp.\epsilon_M \frac{\partial T}{\partial y}$ dapat dipahami bahwa terjadinya olakan dalam suatu aliran akan meningkatkan laju perpindahan kalor. Jarak *pitch* yang lebar pada *twisted tape* akan memberikan kesempatan pada oli yang menyusuri permukaan untuk bercampur serta berinteraksi melakukan perpindahan kalor dan akhirnya terlempar oleh gaya *centrifugal* untuk selanjutnya melakukan perpindahan kalor ke dinding pipa tembaga.

4.2.2 Grafik Hubungan Variasi Debit Oli Terhadap *Pressure Drop* dengan *Twist Ratio of Twisted Tape* yang Berbeda

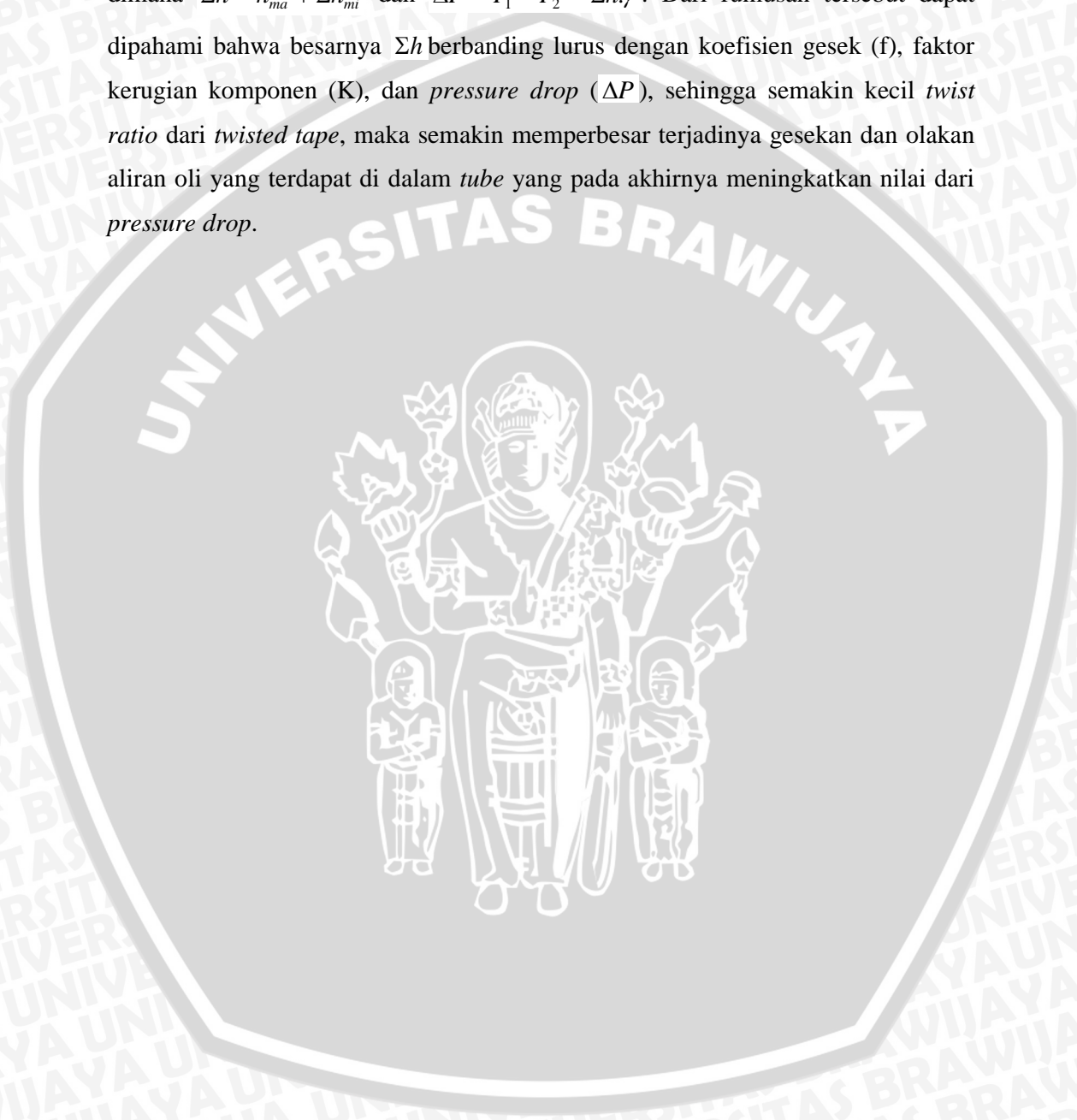
Dari grafik di bawah ini dapat dilihat bahwa pada *concentric tube counter flow oil cooler* tanpa pemasangan maupun dengan pemasangan variasi *twisted tape*, peningkatan *pressure drop* terjadi seiring dengan bertambahnya debit aliran oli panas sekalipun peningkatannya cenderung kecil. Pada *tube* tanpa pemasangan *twisted tape*, nilai *pressure drop* terkecil terjadi pada debit 8 L/mnt yaitu sebesar 217,36 Pa dan *pressure drop* terbesar terjadi pada debit 12 L/mnt yaitu 253,23 Pa. Peningkatan *pressure drop* ini disebabkan meningkatnya kecepatan rata-rata aliran sebagai akibat bertambahnya debit oli, sehingga berdasarkan persamaan Bernoulli $\frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + g.Z = \text{konstan}$, diketahui bahwa nilai tekanan pada sebuah saluran berbanding terbalik dengan nilai kecepatan. Semakin tinggi kecepatan aliran oli, maka semakin besar pula *pressure drop* yang akan dihasilkan.



Gambar 4.2 Grafik hubungan variasi debit oli terhadap *pressure drop* dengan *twist ratio of twisted tape* yang berbeda

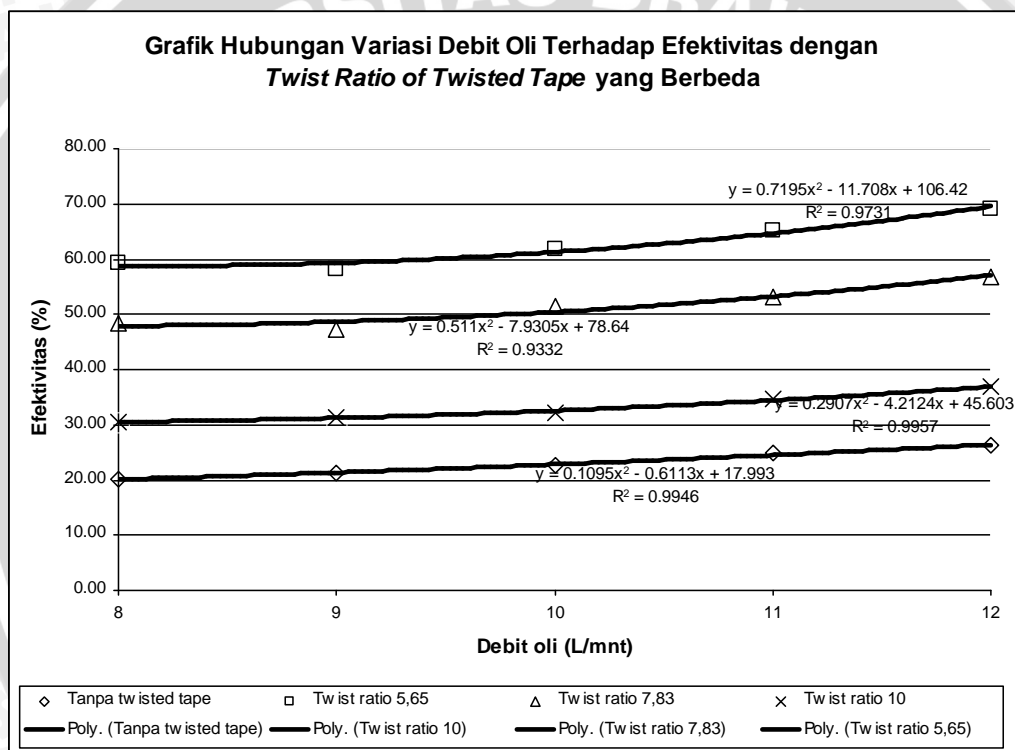
Pada grafik terlihat perbedaan besarnya *pressure drop* dengan debit oli yang sama antara tube tanpa pemasangan *twisted tape* dengan tube yang telah dipasang variasi *twist ratio of twisted tape*. *Pressure drop* yang dihasilkan tube yang dipasang *twisted tape* lebih besar dibandingkan dengan tube yang tanpa

menggunakan *twisted tape*. *Pressure drop* terbesar sampai yang terkecil berturut-turut: *twist ratio* 5,65 – *twist ratio* 7,83 – *twist ratio* 10 – tanpa *twisted tape*. Hal ini sesuai dengan rumusan *major losses* $h_{ma} = f \frac{LV^2}{D.2g}$ dan *minor losses* $h_{mi} = K \frac{V^2}{2g}$ dimana $\Sigma h = h_{ma} + \Sigma h_{mi}$ dan $\Delta P = P_1 - P_2 = \Sigma h.\gamma$. Dari rumusan tersebut dapat dipahami bahwa besarnya Σh berbanding lurus dengan koefisien gesek (f), faktor kerugian komponen (K), dan *pressure drop* (ΔP), sehingga semakin kecil *twist ratio* dari *twisted tape*, maka semakin memperbesar terjadinya gesekan dan olakan aliran oli yang terdapat di dalam *tube* yang pada akhirnya meningkatkan nilai dari *pressure drop*.



4.2.3 Grafik Hubungan Variasi Debit Oli Terhadap Efektivitas dengan *Twist Ratio* of *Twisted Tape* yang Berbeda

Dari grafik di bawah ini dapat dilihat bahwa pada *concentric tube counter flow oil cooler* tanpa pemasangan maupun dengan pemasangan variasi *twisted tape*, peningkatan efektivitas terjadi seiring dengan bertambahnya debit aliran oli panas. Pada *tube* tanpa pemasangan *twisted tape*, nilai efektivitas terkecil terjadi pada debit 8 L/mnt yaitu sebesar 20,21 % dan efektivitas terbesar terjadi pada debit 12 L/mnt yaitu 26,30 %. Penyebab dari peningkatan ini sama dengan penyebab peningkatan pada pembahasan pengaruh debit oli terhadap laju perpindahan kalor yaitu meningkatnya kecepatan rata-rata aliran sebagai akibat bertambahnya debit oli mempengaruhi peningkatan laju perpindahan kalor actual (q), sehingga nilai dari efektivitas (ε) juga bertambah.



Gambar 4.3 Grafik hubungan variasi debit oli terhadap efektivitas dengan *twist ratio of twisted tape* yang berbeda

Pada grafik terlihat perbedaan besarnya laju perpindahan kalor dengan debit oli yang sama antara tube tanpa pemasangan *twisted tape* dengan tube yang telah dipasang variasi *twist ratio of twisted tape*. Efektivitas yang dihasilkan tube yang dipasang *twisted tape* lebih besar dibandingkan dengan tube yang tanpa menggunakan *twisted tape*. Efektivitas terbesar sampai yang terkecil berturut-turut: *twist ratio* 5,65 – *twist ratio* 7,83 – *twist ratio* 10 – tanpa *twisted tape*. Hal ini sesuai

dengan rumusan efektivitas $\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}}$, dimana pada rumusan terlihat bahwa

besarnya efektivitas yang dihasilkan oleh sebuah *heat exchanger* berbanding lurus dengan laju perpindahan kalor *actual*. Penambahan *twisted tape* menyebabkan kenaikan laju perpindahan kalor *actual* lebih besar dibandingkan dengan kenaikan perpindahan kalor maksimumnya (q_{max}). Oleh karena itu pada penggunaan *twisted tape* dengan *twist ratio* 5,65 dan debit 12 L/mnt menunjukkan efektivitas tertinggi yaitu sebesar 69,16 %.



BAB V PENUTUP

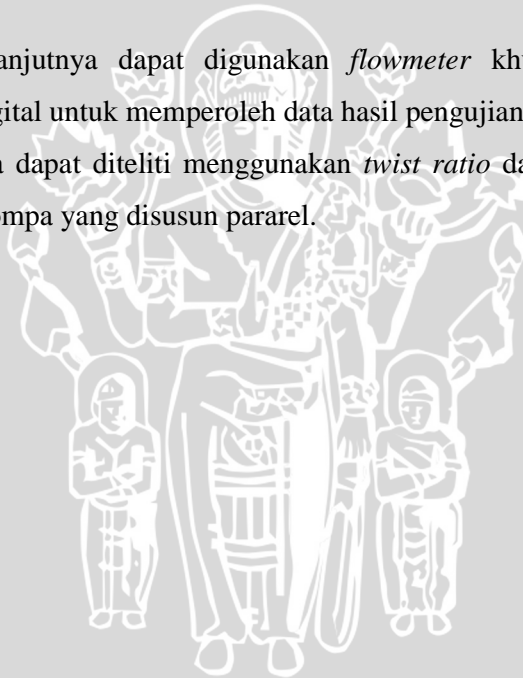
5.1 Kesimpulan

Berdasarkan pengujian dan analisa hasil data yang didapat pada waktu pengujian, maka dapat diambil kesimpulan bahwa variasi *twist ratio of twisted tape* memiliki pengaruh yang nyata terhadap laju perpindahan kalor dan penurunan tekanan (*pressure drop*) pada *concentric tube oil cooler* dengan jenis *counter flow* sebagai berikut :

- Semakin kecil *twist ratio* dari *twisted tape* yang dipasang pada *inner tube* sebuah *oil cooler* dan dengan semakin bertambahnya debit aliran oli panas akan menyebabkan meningkatnya laju perpindahan kalor dan efektivitas, namun *pressure drop* (penurunan tekanan) yang dihasilkan juga semakin bertambah.
- Hasil pengujian terbaik didapatkan pada *twisted tape* dengan *twist ratio* 5,65 dimana nilai laju perpindahan kalor dan efektivitasnya tertinggi di antara *twist ratio* 7,83; *twist ratio* 10; dan *tube* tanpa *twisted tape*

5.2 Saran

- Pada penelitian selanjutnya dapat digunakan *flowmeter* khusus untuk oli dan pengukur tekanan digital untuk memperoleh data hasil pengujian yang lebih valid.
- Pengujian berikutnya dapat diteliti menggunakan *twist ratio* dari *twisted tape* yang lebih kecil dengan pompa yang disusun paralel.



DAFTAR PUSTAKA

Cengel, Yunus. A ; 2003 : *Heat Transfer A Practical Approach* ; McGraw-Hill Inc, New York.

Cengel, Yunus. A ; 2003 : *Thermodynamics : An Engineering Approach* ; McGraw-Hill Inc, New York.

Holman, J.P ; 1984 : *Perpindahan Kalor* ; Alih Bahasa oleh : Ir. E. Jasfi M.Sc ; Edisi keenam ; Erlangga, Jakarta.

Hughes, W.F. dan Brighton J.A ; 1967 : *Schaum's Outline of Theory and Problems of Fluid Dynamics* ; Schaum Publishing, New York.

Incropera, F.F. dan De Witt, D.P ; 1981 : *Fundamental of Heat Transfer*; 4th edition ; John Willey and Sons, New York.

Kern, D.Q ; 1950 : *Process Heat Transfer* ; McGraw-Hill Inc, Singapore.

Naphon P. dan Sriromruln P. ; 2005 ; *Single-phase heat transfer and pressure drop in the micro-fin tubes with coiled wire insert* ; Ongkarak, Thailand.

Nekrasov, Boris ; 1990 : *Hydraulics for Aeronautical Engineers* ; Moscow : Peace Publishers.

Oslon, Reuben M. dan Steven J. Wright ; 1993 : *Dasar – dasar Mekanika Fluida Teknik* ; Alih Bahasa oleh : Alex Tri K.W ; Gramedia Pustaka Utama, Jakarta

http://www.engineersedge.com/heat_exchanger/images/counte5.gif

www.freshgasflow.com/physics/flow/flow.htm

<http://appendix/concentric/tube/heatexchanger>

LAMPIRAN 1

Data pengujian *concentric tube counter flow oil cooler tanpa twisted tape*

Debit oli : 8 L/menit

Pengulangan	Suhu oli panas (°C)		Suhu air Dingin (°C)		Perbedaan tekanan oli (cm)
	Masuk	Keluar	Masuk	Keluar	
1	50	45	24	24.5	2.6
2	50	45.5	24	24.5	2.7
3	50	45.5	24.5	25.5	2.6
Rata-rata	50.00	45.33	24.17	24.83	2.63

Debit oli : 9 L/menit

Pengulangan	Suhu oli panas (°C)		Suhu air Dingin (°C)		Perbedaan tekanan oli (cm)
	Masuk	Keluar	Masuk	Keluar	
1	50	45.5	24	24.5	2.7
2	50	45.5	24	25	2.7
3	50	45	24	25	2.7
Rata-rata	50.00	45.33	24.00	24.83	2.70

Debit oli : 10 L/menit

Pengulangan	Suhu oli panas (°C)		Suhu air Dingin (°C)		Perbedaan tekanan oli (cm)
	Masuk	Keluar	Masuk	Keluar	
1	50	45	24	25	2.9
2	50	45	24	25	2.8
3	50	45	24	25	2.7
Rata-rata	50.00	45.00	24.00	25.00	2.80

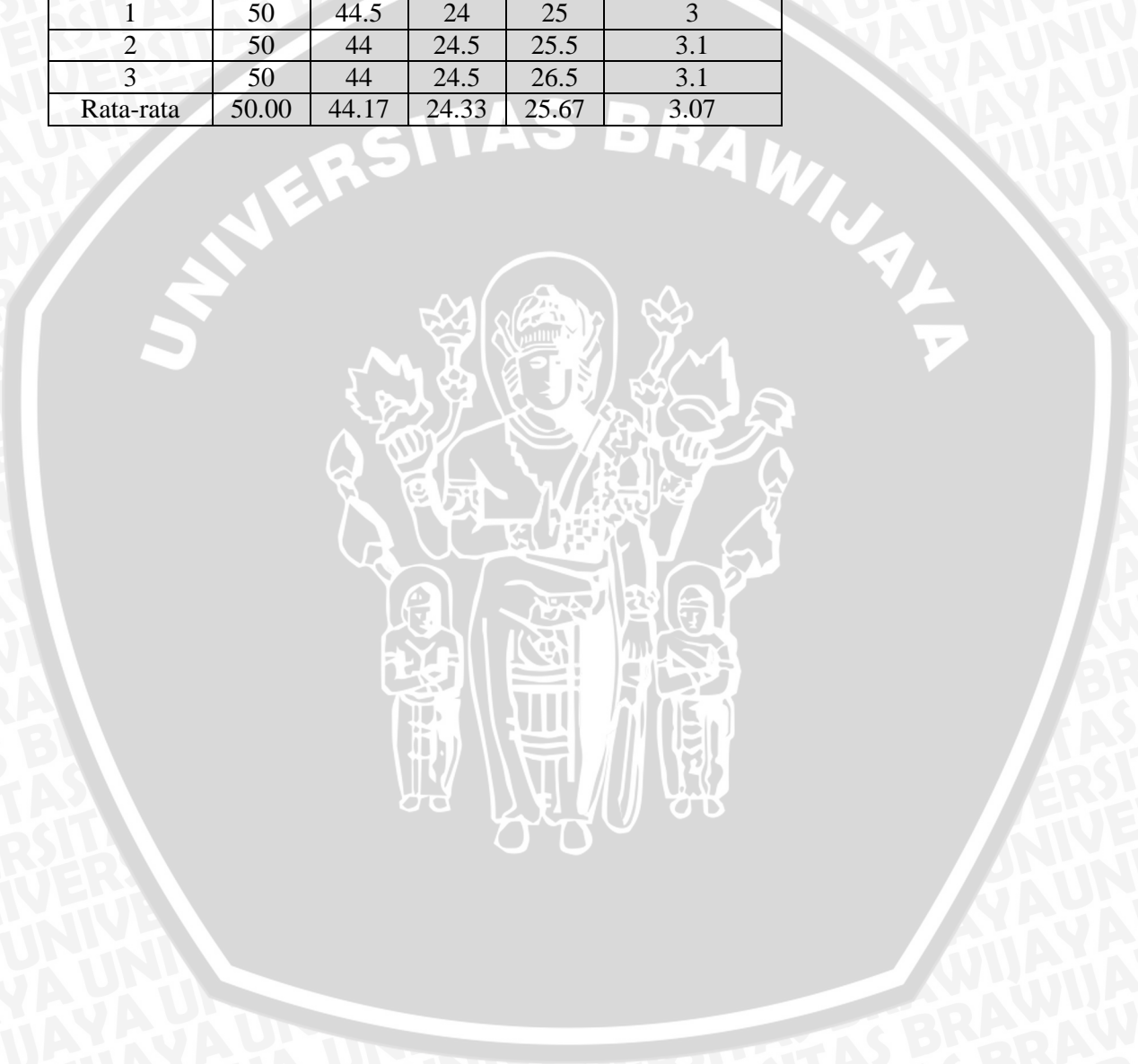
Debit oli : 11 L/menit

Pengulangan	Suhu oli panas (°C)		Suhu air Dingin (°C)		Perbedaan tekanan oli (cm)
	Masuk	Keluar	Masuk	Keluar	
1	50	44	24	25	3

2	50	44.5	24.5	25.5	3
3	50	45	24	25.5	2.9
Rata-rata	50.00	44.50	24.17	25.33	2.97

Debit oli : 12 L/menit

Pengulangan	Suhu oli panas (°C)		Suhu air Dingin (°C)		Perbedaan tekanan oli (cm)
	Masuk	Keluar	Masuk	Keluar	
1	50	44.5	24	25	3
2	50	44	24.5	25.5	3.1
3	50	44	24.5	26.5	3.1
Rata-rata	50.00	44.17	24.33	25.67	3.07



LAMPIRAN 2

Data pengujian *concentric tube counter flow oil cooler* dengan *twist ratio 5,65*

Debit oli : 8 L/menit



Pengulangan	Suhu oli panas (°C)		Suhu air Dingin (°C)		Perbedaan tekanan oli (cm)
	Masuk	Keluar	Masuk	Keluar	
1	50	38	24	26	11.8
2	50	38	24	26	11.7
3	50	37.5	24.5	26.5	12
Rata-rata	50.00	37.83	24.17	26.17	11.83

Debit oli : 9 L/menit

Pengulangan	Suhu oli panas (°C)		Suhu air Dingin (°C)		Perbedaan tekanan oli (cm)
	Masuk	Keluar	Masuk	Keluar	
1	50	37.5	24	26.5	12.2
2	50	38	24.5	26.5	12
3	50	38	24	26	11.9
Rata-rata	50.00	37.83	24.17	26.33	12.03

Debit oli : 10 L/menit

Pengulangan	Suhu oli panas (°C)		Suhu air Dingin (°C)		Perbedaan tekanan oli (cm)
	Masuk	Keluar	Masuk	Keluar	
1	50	38	25	27.5	12.4
2	50	37.5	25	27.5	12.1
3	50	37.5	25	27.5	12.3
Rata-rata	50.00	37.67	25.00	27.50	12.27

Debit oli : 11 L/menit

Pengulangan	Suhu oli panas (°C)		Suhu air Dingin (°C)		Perbedaan tekanan oli (cm)
	Masuk	Keluar	Masuk	Keluar	
1	50	36.5	25.5	28	12.9
2	50	37	25	28	13

3	50	37	25	28	13.1
Rata-rata	50.00	36.83	25.167	28.00	13.00

Debit oli : 12 L/menit

Pengulangan	Suhu oli panas (°C)		Suhu air Dingin (°C)		Perbedaan tekanan oli (cm)
	Masuk	Keluar	Masuk	Keluar	
1	50	35.5	24.5	28	13
2	50	36	25	28.5	13.5
3	50	36.5	25	28	13.6
Rata-rata	50.00	36.00	24.833	28.17	13.37



LAMPIRAN 3

Data pengujian *concentric tube counter flow oil cooler* dengan *twist ratio* 7,83

Debit oli : 8 L/menit



Pengulangan	Suhu oli panas (°C)		Suhu air Dingin (°C)		Perbedaan tekanan oli (cm)
	Masuk	Keluar	Masuk	Keluar	
1	50	40.5	25.5	27	11.2
2	50	40.5	25.5	27	11.4
3	50	40.5	25.5	27	11.5
Rata-rata	50.00	40.50	25.50	27.00	11.37

Debit oli : 9 L/menit

Pengulangan	Suhu oli panas (°C)		Suhu air Dingin (°C)		Perbedaan tekanan oli (cm)
	Masuk	Keluar	Masuk	Keluar	
1	50	40.5	25	26.5	11.6
2	50	40.5	25	27	11.7
3	50	41	25.5	27	11.9
Rata-rata	50.00	40.67	25.17	26.83	11.73

Debit oli : 10 L/menit

Pengulangan	Suhu oli panas (°C)		Suhu air Dingin (°C)		Perbedaan tekanan oli (cm)
	Masuk	Keluar	Masuk	Keluar	
1	50	40.5	25.5	27.5	12.1
2	50	39.5	25.5	27.5	12
3	50	40	26	28	12
Rata-rata	50.00	40.00	25.67	27.67	12.03

Debit oli : 11 L/menit

Pengulangan	Suhu oli panas (°C)		Suhu air Dingin (°C)		Perbedaan tekanan oli (cm)
	Masuk	Keluar	Masuk	Keluar	
1	50	39.5	25.5	28	12.4
2	50	40.5	25.5	27.5	12.3

3	50	39.5	25.5	28	12.5
Rata-rata	50.00	39.83	25.5	27.83	12.40

Debit oli : 12 L/menit

Pengulangan	Suhu oli panas (°C)		Suhu air Dingin (°C)		Perbedaan tekanan oli (cm)
	Masuk	Keluar	Masuk	Keluar	
1	50	39.5	26	28.5	12.5
2	50	39	26	28.5	12.5
3	50	39	25.5	28.5	12.7
Rata-rata	50.00	39.17	25.833	28.50	12.57



LAMPIRAN 4

Data pengujian *concentric tube counter flow oil cooler* dengan *twist ratio* 10

Debit oli : 8 L/menit



Pengulangan	Suhu oli panas (°C)		Suhu air Dingin (°C)		Perbedaan tekanan oli (cm)
	Masuk	Keluar	Masuk	Keluar	
1	50	43.5	25	26	9.8
2	50	43	25	26	9.9
3	50	43.5	25	26	9.9
Rata-rata	50.00	43.33	25.00	26.00	9.87

Debit oli : 9 L/menit

Pengulangan	Suhu oli panas (°C)		Suhu air Dingin (°C)		Perbedaan tekanan oli (cm)
	Masuk	Keluar	Masuk	Keluar	
1	50	43.5	25	26	10.2
2	50	43	25	26	10.2
3	50	43	25	26.5	10.2
Rata-rata	50.00	43.17	25.00	26.17	10.20

Debit oli : 10 L/menit

Pengulangan	Suhu oli panas (°C)		Suhu air Dingin (°C)		Perbedaan tekanan oli (cm)
	Masuk	Keluar	Masuk	Keluar	
1	50	43	25.5	26.5	10.3
2	50	43.5	25	26.5	10.5
3	50	43	25.5	27	10.5
Rata-rata	50.00	43.17	25.33	26.67	10.43

Debit oli : 11 L/menit

Pengulangan	Suhu oli panas (°C)		Suhu air Dingin (°C)		Perbedaan tekanan oli (cm)
	Masuk	Keluar	Masuk	Keluar	
1	50	43	26	27	10.9
2	50	42.5	25.5	27.5	11

3	50	42.5	26	27.5	10.9
Rata-rata	50.00	42.67	25.833	27.33	10.93

Debit oli : 12 L/menit

Pengulangan	Suhu oli panas (°C)		Suhu air Dingin (°C)		Perbedaan tekanan oli (cm)
	Masuk	Keluar	Masuk	Keluar	
1	50	42.5	25	27	11.4
2	50	42	25.5	27	11.3
3	50	42	25	27	11.4
Rata-rata	50.00	42.17	25.167	27.00	11.37



LAMPIRAN 5

Data hasil interpolasi oli tanpa *twisted tape*

Debit oli (L/menit)	T oli in (°C)	T oli out (°C)	T oli rata2 (°C)	oli (kg/m ³)	Cp oli in (J/kg)	Cp oli out (J/kg)
---------------------	---------------	----------------	------------------	--------------------------	------------------	-------------------



8	50.00	45.33	47.67	841.40	1329.06	1309.69
9	50.00	45.33	47.67	841.40	1329.06	1309.69
10	50.00	45.00	47.50	841.50	1329.06	1308.31
11	50.00	44.50	47.25	841.65	1329.06	1306.24
12	50.00	44.17	47.08	841.75	1329.06	1304.85

Data hasil interpolasi oli dengan *twist ratio* 5,65

Debit oli (L/menit)	T oli in (°C)	T oli out (°C)	T oli rata2 (°C)	oli (kg/m ³)	Cp oli in (J/kg)	Cp oli out (J/kg)
8	50.0	37.83	43.92	843.65	1329.06	1256.76
9	50.0	37.83	43.92	843.65	1329.06	1256.76
10	50.0	37.67	43.83	843.70	1329.06	1255.76
11	50.0	36.83	43.42	843.95	1329.06	1250.81
12	50.0	36.00	43.00	844.20	1329.06	1245.86

Data hasil interpolasi oli dengan *twist ratio* 7,83

Debit oli (L/menit)	T oli in (°C)	T oli out (°C)	T oli rata2 (°C)	oli (kg/m ³)	Cp oli in (J/kg)	Cp oli out (J/kg)
8	50.0	40.50	45.25	842.85	1329.06	1264.66
9	50.0	40.67	45.33	842.80	1329.06	1265.36
10	50.0	40.00	45.00	843.00	1329.06	1262.57
11	50.0	39.83	44.92	843.05	1329.06	1261.88
12	50.0	39.17	44.58	843.25	1329.06	1259.09

Data hasil interpolasi oli dengan *twist ratio* 10

Debit oli (L/menit)	T oli in (°C)	T oli out (°C)	T oli rata2 (°C)	oli (kg/m ³)	Cp oli in (J/kg)	Cp oli out (J/kg)
8	50.0	43.33	46.67	842.00	1329.06	1301.39
9	50.0	43.17	46.58	842.05	1329.06	1300.70
10	50.0	43.17	46.58	842.05	1329.06	1300.70
11	50.0	42.67	46.33	842.20	1329.06	1298.63
12	50.0	42.17	46.08	842.35	1329.06	1296.55

LAMPIRAN 6

Data hasil interpolasi air tanpa *twisted tape*

Debit air (L/menit)	T air in (°C)	T air out (°C)	T air rata2 (°C)	air (kg/m ³)	Cp air in (J/kg)	Cp air out (J/kg)
---------------------	---------------	----------------	------------------	--------------------------	------------------	-------------------

16	24,17	24,83	24,50	996,42	4179,000	4179,000
16	24,00	24,83	24,42	996,45	4179,000	4179,000
16	24,00	25,00	24,50	996,42	4179,000	4179,000
16	24,17	25,33	24,75	996,35	4179,000	4179,000
16	24,33	25,67	25,00	996,28	4179,000	4179,000

Data hasil interpolasi air dengan *twist ratio* 5,65

Debit air (L/menit)	T air in (°C)	T air out (°C)	T air rata2 (°C)	air (kg/m3)	Cp air in (J/kg)	Cp air out (J/kg)
16	24,17	26,17	25,17	996,23	4179,00	4176,72
16	24,17	26,33	25,25	996,21	4179,00	4176,65
16	25,00	27,50	26,25	995,92	4179,00	4176,12
16	25,17	28,00	26,58	995,82	4179,00	4175,90
16	24,83	28,17	26,50	995,85	4179,00	4175,82

Data hasil interpolasi oli dengan *twist ratio* 7,83

Debit air (L/menit)	T air in (°C)	T air out (°C)	T air rata2 (°C)	air (kg/m3)	Cp air in (J/kg)	Cp air out (J/kg)
16	25,50	27,00	26,25	996,24	4179,00	4178,70
16	25,17	26,83	26,00	996,30	4179,00	4178,85
16	25,67	27,67	26,67	996,15	4179,00	4178,10
16	25,50	27,83	26,67	996,15	4179,00	4177,95
16	25,83	28,50	27,17	996,04	4179,00	4177,35

Data hasil interpolasi oli dengan *twist ratio* 10

Debit air (L/menit)	T air in (°C)	T air out (°C)	T air rata2 (°C)	air (kg/m3)	Cp air in (J/kg)	Cp air out (J/kg)
16	25,00	26,00	25,50	996,41	4179,00	4176,80
16	25,00	26,17	25,58	996,39	4179,00	4176,72
16	25,33	26,67	26,00	996,30	4179,00	4176,50
16	25,83	27,33	26,58	996,17	4179,00	4176,20
16	25,17	27,00	26,08	996,28	4179,00	4176,35

LAMPIRAN 7

Sifat-sifat air (zat cair jenuh)

Daftar A-9 Sifat-sifat air (zat-cair jenuh)†

°F	°C	ρ_{air} kg/m ³	ρ_{ice} kg/m ³	μ kg/m·s	k W/m·°C	Pr	$\frac{\beta \rho^2 T}{\mu}$ 1/m ² ·°C
32	0	4,225	999,8	$1,79 \times 10^{-4}$	0,566	13,25	$1,91 \times 10^6$
40	4,44	4,208	999,8	1,55	0,575	11,35	$6,34 \times 10^6$
60	10	4,195	999,2	1,31	0,585	9,40	$1,08 \times 10^7$
80	15,56	4,186	998,6	1,12	0,595	7,88	$1,46 \times 10^7$
70	21,11	4,179	997,4	$9,8 \times 10^{-4}$	0,604	6,78	$1,91 \times 10^7$
80	26,67	4,179	995,8	8,6	0,614	5,85	$2,48 \times 10^7$



LAMPIRAN 8

Variasi *twist ratio* of *twisted tape*

Twisted tape dengan *twist ratio* 5,65





Twisted tape dengan twist ratio 7,83



Twisted tape dengan twist ratio 10

